



ÉCOLE  
**CENTRALE** LYON

---

# **Aspects structuraux**

## **dans le dimensionnement d'aubages de turbomachines**

---

**Cours ETITdu 24/01/2014 - L. Blanc**

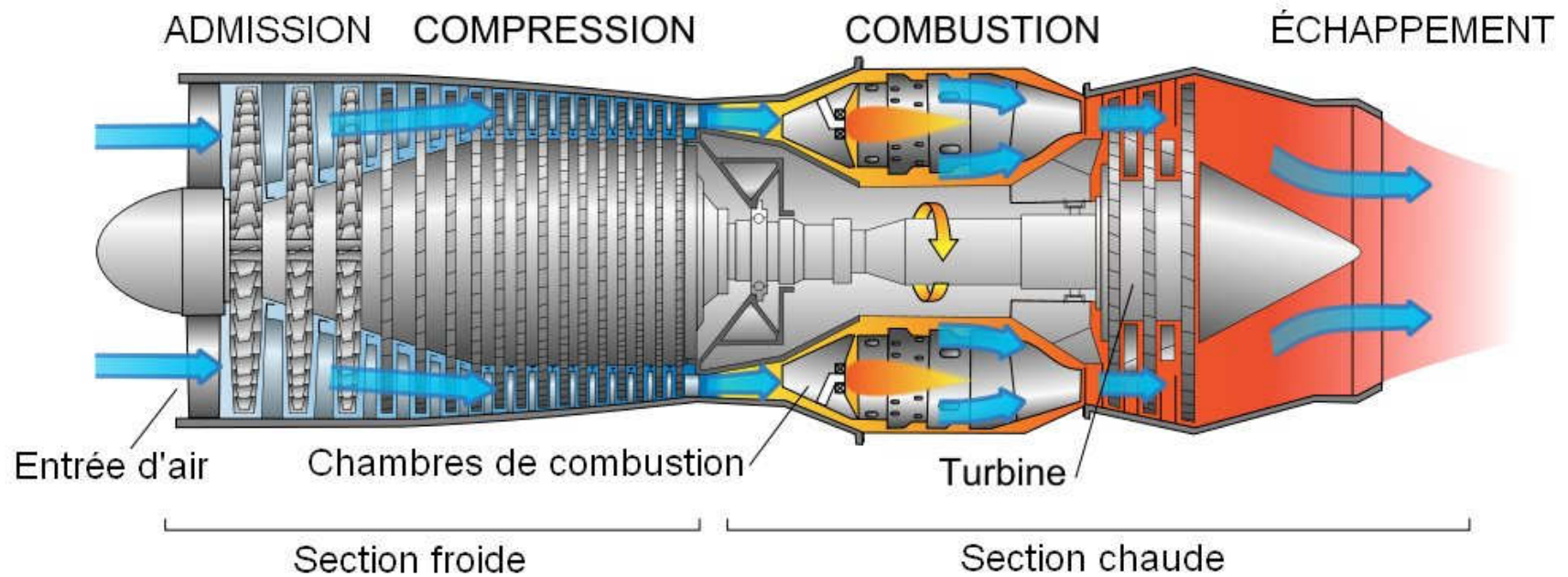


## **Préliminaires**

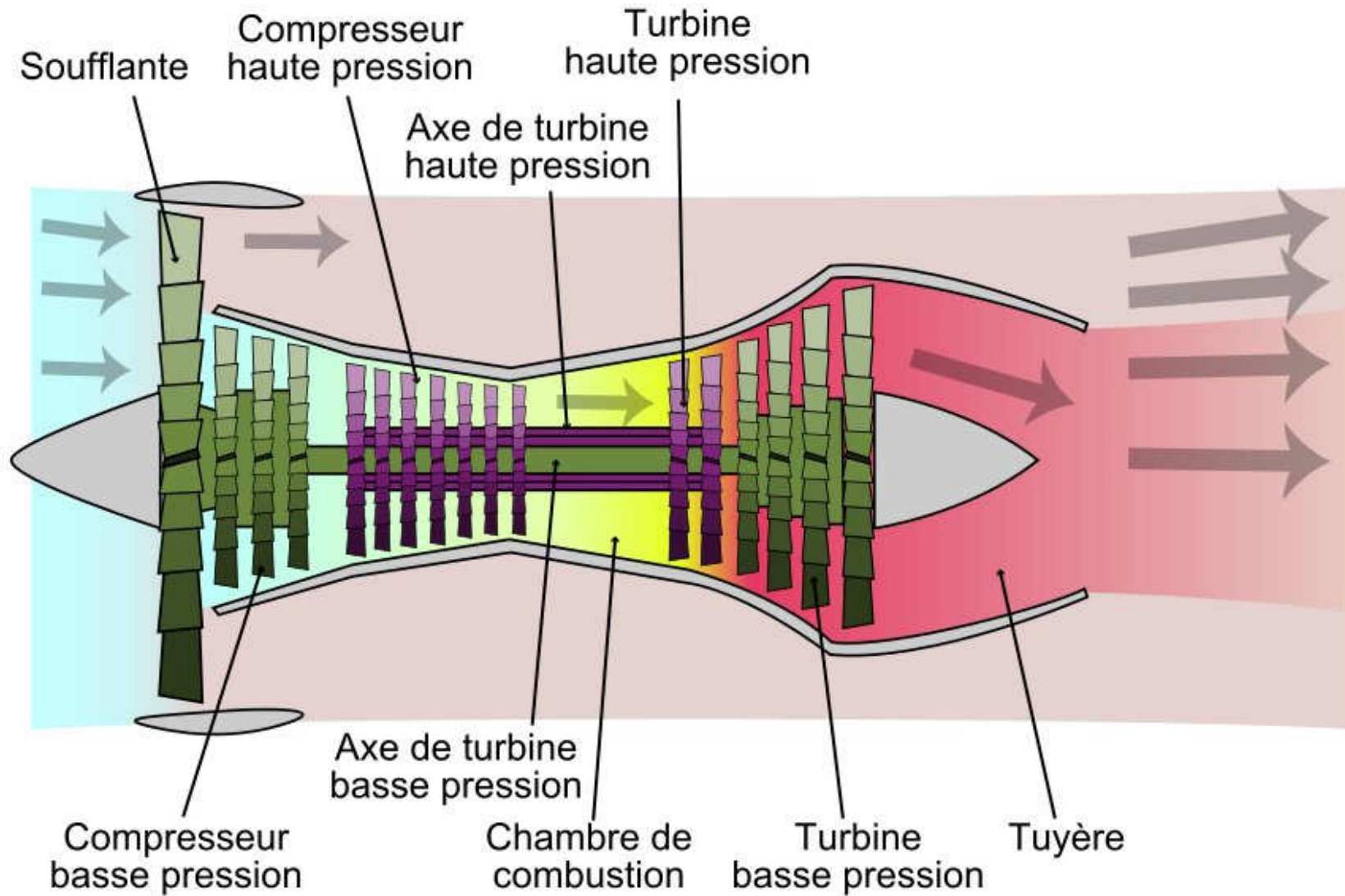
- fonctionnement d'un turboréacteur
- organes d'un turboréacteur

## **Le dimensionnement ...**

## Rappel : principe de fonctionnement d'un turboréacteur

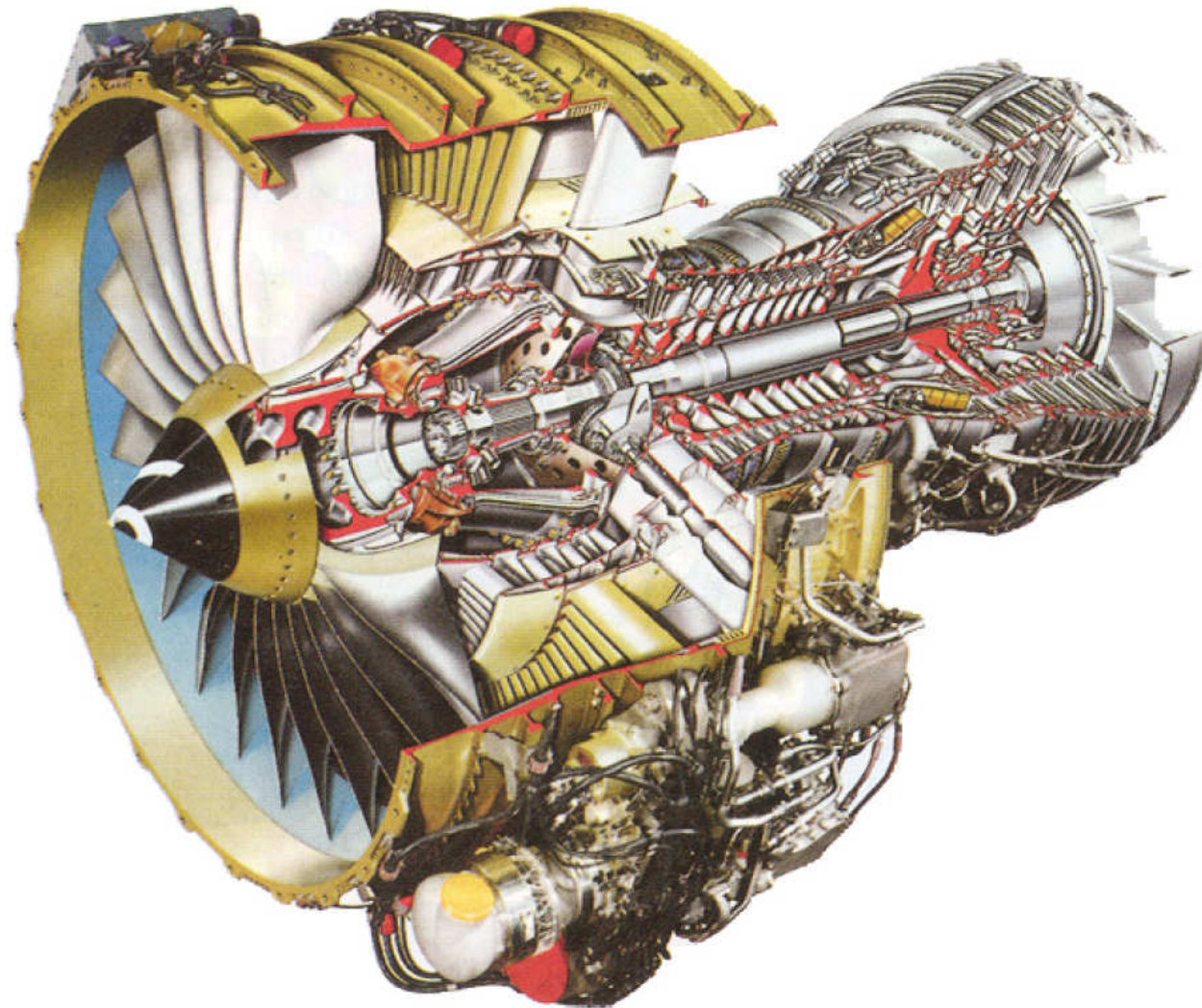


## Rappel : principe de fonctionnement d'un turboréacteur

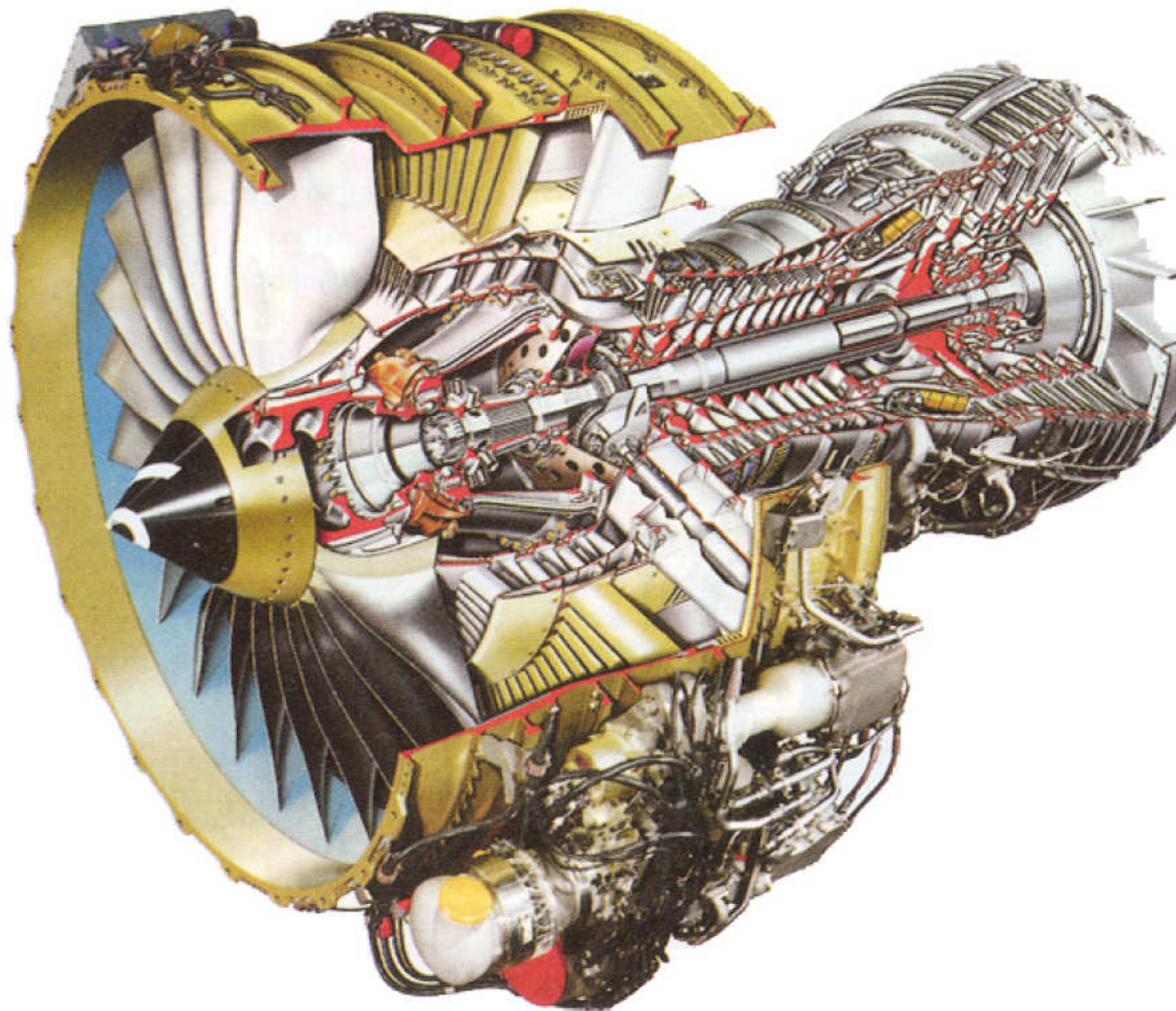




## Organes structuraux principaux



## Organes structuraux principaux



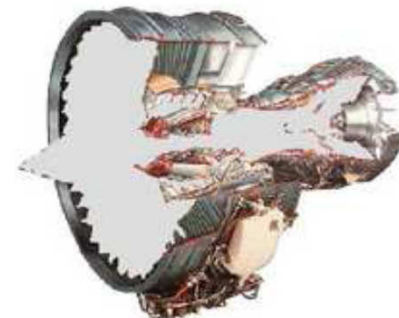
Rotor BP



Rotor HP

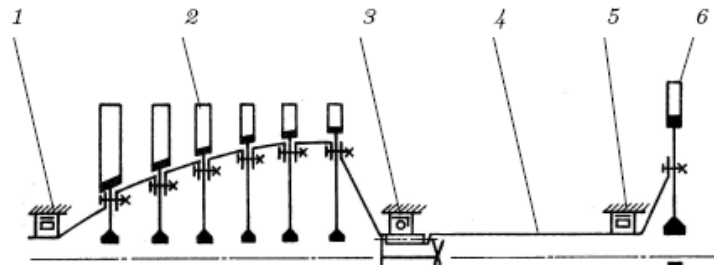


Stator

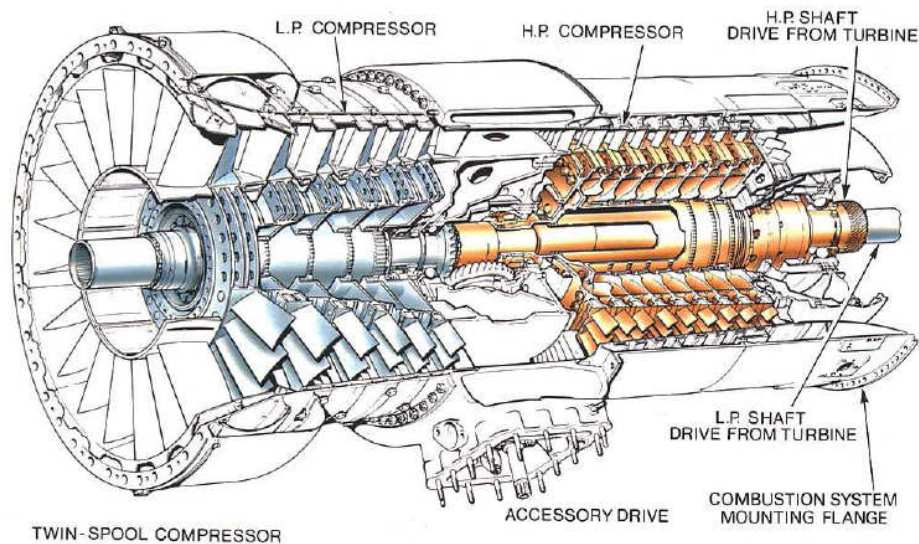
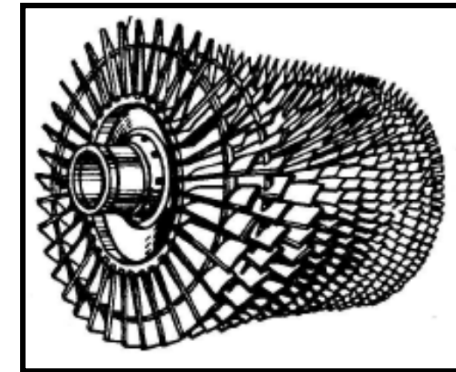




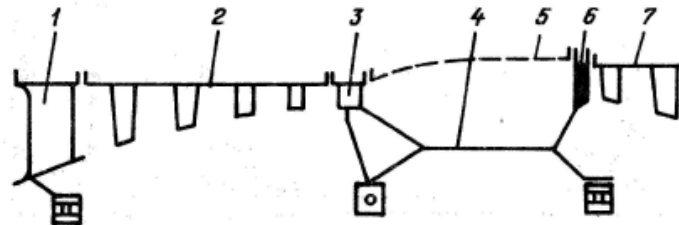
## Organes structuraux principaux : rotor



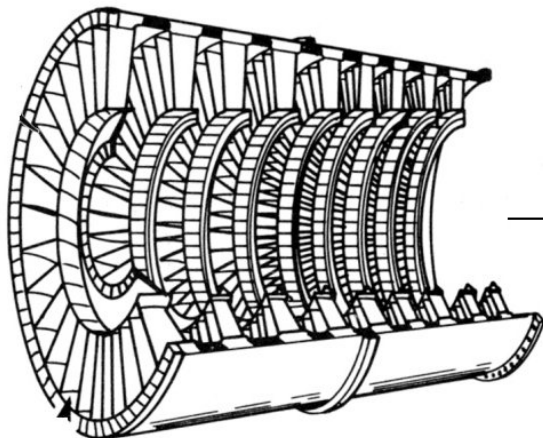
(a) Rotor : 1 – palier avant du compresseur (rouleaux), 2 – rotor du compresseur, 3 – palier arrière du compresseur (billes), 4 – arbre de la turbine, 5 – palier de la turbine, 6 – rotor de la turbine



## Organes structuraux principaux : stator



(b) Stator : 1 – carter d'entrée du compresseur, 2 – carter du compresseur, 3 – carter arrière du compresseur, 4,5 – carters de la chambre de combustion, 6 – carter d'entrée de la turbine, 7 – carter de la turbine

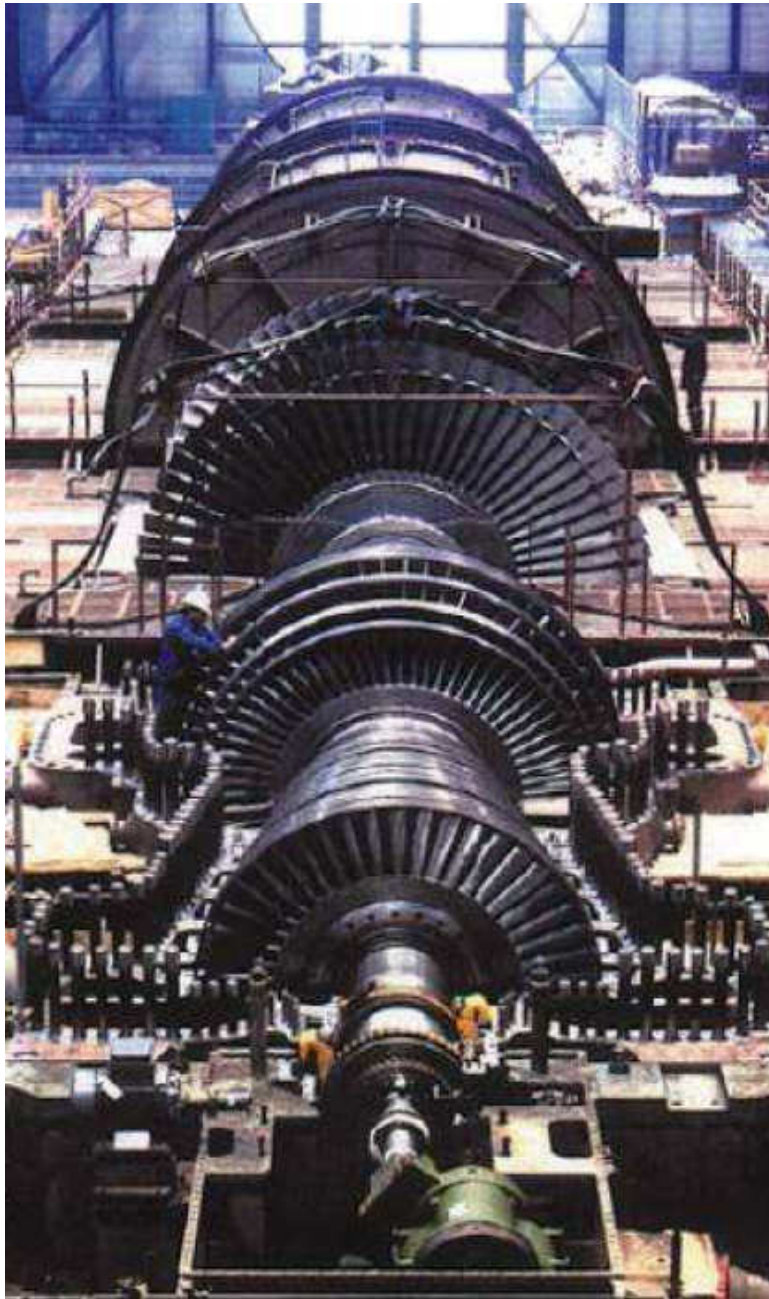


redresseur



redresseur monobloc sectorisé







# **Préliminaires**

- fonctionnement d'un turboréacteur
- organes d'un turboréacteur

## **Le dimensionnement ...**

# Introduction

## Un constat

- si la performance est surtout aéro...

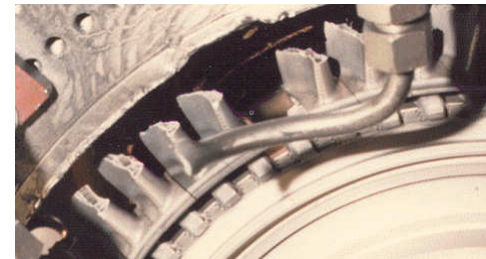
**GE90**



### CARACTÉRISTIQUES

	-94B
• Poussée max. au décollage (kN)	425
• Taux de dilution	8,40 à 9
• T° à poussée nominale maintenue (°C)	30
• Poussée max. en montée (kN) 35 000 ft – Mach 0,84 – ISA Moteur avionné	82,60
• Taux de compression général pour la montée max.	40
• Longueur (mm)	7 289
• Diamètre soufflante (mm)	3 403
• Applications	B777-200 B777-200ER

- la défaillance est souvent structurale...



Rupture par HCF sur banc d'essai de turbine à gaz



Rupture par HCF sur LPT3, Boeing 747-338, 2004



# Introduction

## Historique

“I am going to make a gas turbine before I quit and it is going to have higher efficiency than the reciprocating gas engine, and it is going to run without vibration . . .” (Glenn Warren, 1914).

“On axial compressor blade vibration we have gone very cautiously and I believe have not met the problem in all its bleakness; the dark days are still ahead” (Hayne Constant, 1947).

“Suppression of vibratory fatigue is the design challenge” (Clarence Danforth, 1967).

“Failure of fan blades on the B-1’s General Electric engines is the suspected cause in both incidents . . .” (*Los Angeles Times*, 1991).

“ . . . [T]he engine failures are a continuation of fourth stage turbine blade cracking problems that first surfaced in the Pratt and Whitney F100-229 powerplant . . .” (*Aviation Week & Space Technology*, 1994).

“Engine high cycle fatigue is the Air Force’s #1 readiness issue” (John Deutch, 1995).

## Quelques chiffres

Modes de défaillance des  
turboréacteurs d’avion



- 90% of the potential HCF problems are covered during development testing the 10% remaining problems account for nearly 30% of the total development cost and cause over 25% of all engine distress events (El-Aini et al, 1997)
- every new development programme for jet engines has about 2.5 serious HCF problem (Kielb, 1998)
- US Air Force and Navy estimate that cost to them approximately US\$400 Million per year (Garrison, 2001)

# Introduction

## Contexte industriel

### Evolution des turbomachines modernes :

- diminution de la masse
- augmentation de la charge
- réduction des dimensions axiales

### Choix technologiques : pièces monobloc

- désaccordage inter-aubes
- amortissement faible



### Conséquences :

- réduction des marges au flottement
- niveaux dynamiques plus élevés et plus difficiles à prédire
- augmentation des interactions entre les roues

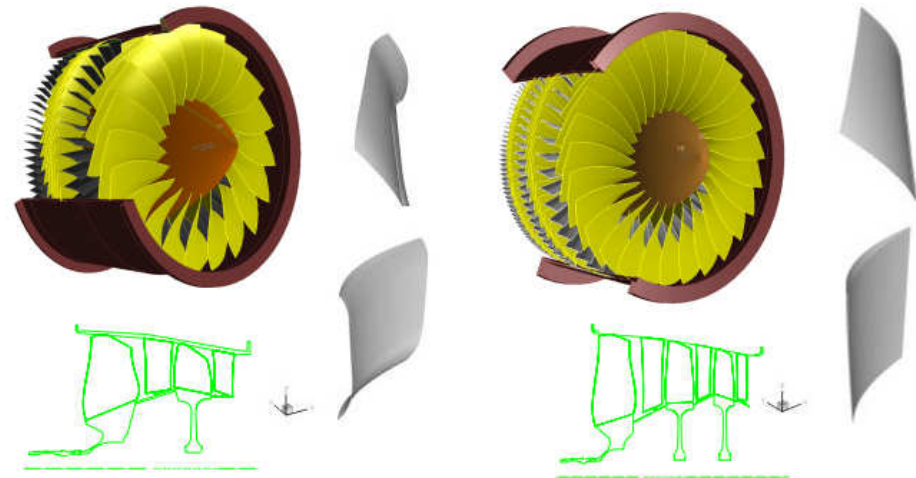


Figure 1.1-1: Example of modern 3D wide chord (left) vs. old (right) compressor blade design.

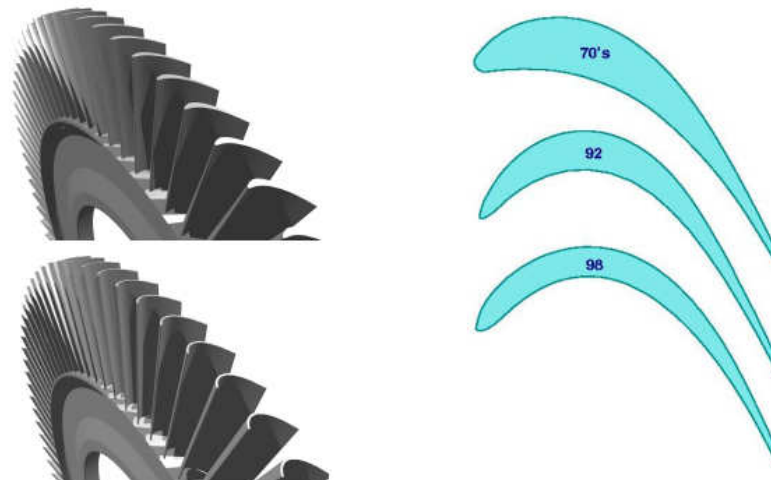
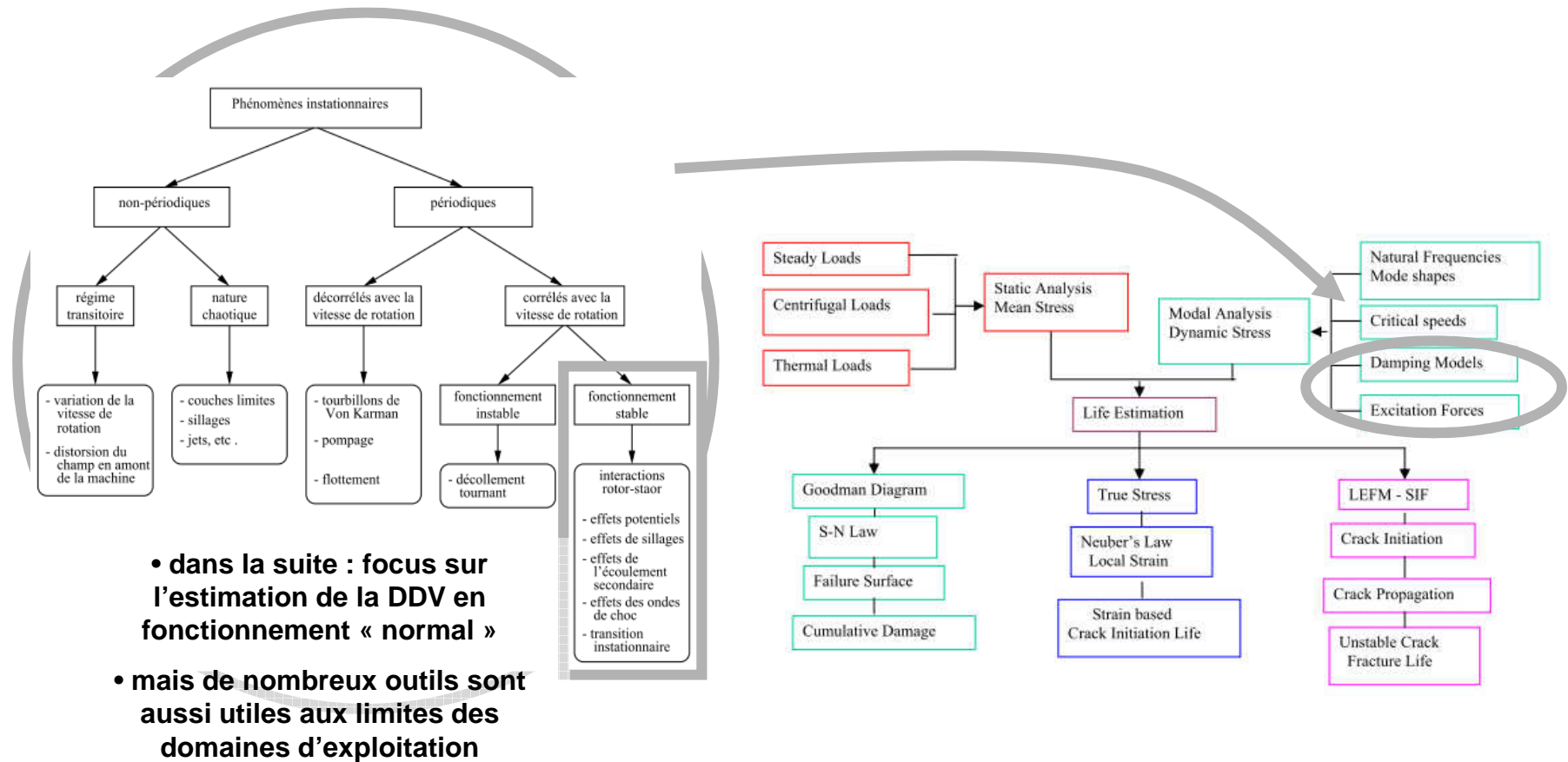


Figure 1.1-2: Trends in turbine blade design (right) and example of a modern slender (bottom left) and old (top left) turbine rotor.

# Introduction

## Phénomènes et modèles pour le dimensionnement d'aubages





## Dimensionner des aubages = un processus pluri-disciplinaire



## B. Analyse statique

### C. Risque vibratoire

## D. Tests

# Plan



- A. **Pré-design aéro**
- B. **Analyse du comportement sous chargement statique**
- C. **Estimation du risque vibratoire**
- D. **Tests sur prototypes**

## A. Pré-design aéro

### Exemple de la conception d'une RM destinée à un étage de compresseur

#### Cahier des charges

##### • environnement « moteur » / banc

Maximum power	800 kW
Rotational direction viewed FLA	Clockwise
Maximum torque	340 Nm
Maximum shaft speed	20300 rpm

##### • performances ciblées

Design speed	18000 rpm
Stall margin	$\geq 20\%$
Flow coefficient	$\sim 0.6$
Reduced frequency	$\sim 0.25$
Target frequency at ADP for, 1F	320 Hz
Flutter limit	$\Pi_{ADP} < \Pi_{Flutter} < \Pi_{Stall}$
Available max torque sufficient to reach	surge 105 % speed

##### • contraintes mécaniques

Tip clearance	0.5 mm
Maximum allowable stress	$>60\%$ of yield stress
Disc burst margin	1.4

FUTURE project (<http://www.future-project.eu>), from Volvo Aero (<http://www.volvooero.com>) and PCA Engineers Limited (<http://www.pcaeng.co.uk>), rigs's specifications in the first chart from TUD - Technischen Universität Darmstadt (<http://www.tu-darmstadt.de/>)

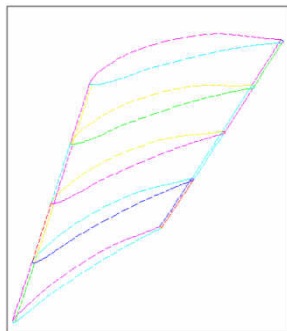
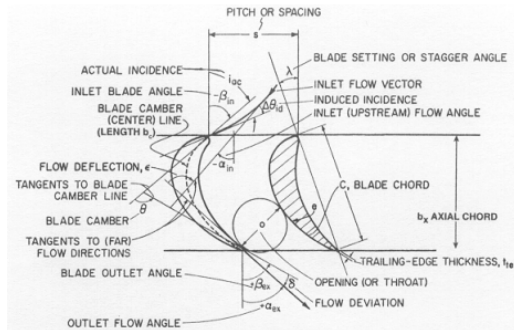


# A. Pré-design aéro

## Exemple de la conception d'une RM destinée à un étage de compresseur

### Proposition et évaluation d'un profil d'AUBE

#### • définition d'un profil



- le redresseur est supposé connu
- nombre d'aubes du blisk choisi

#### • étude aéro stationnaire

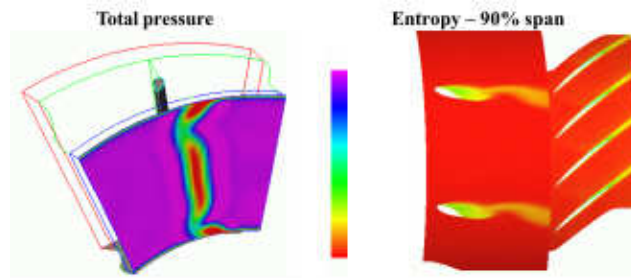
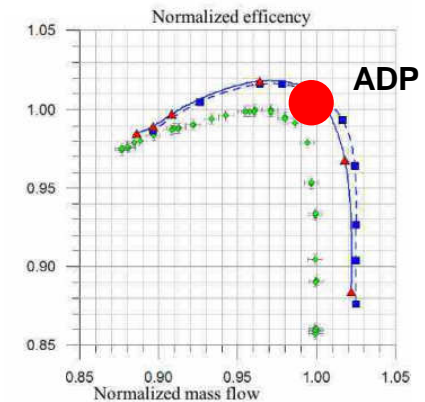
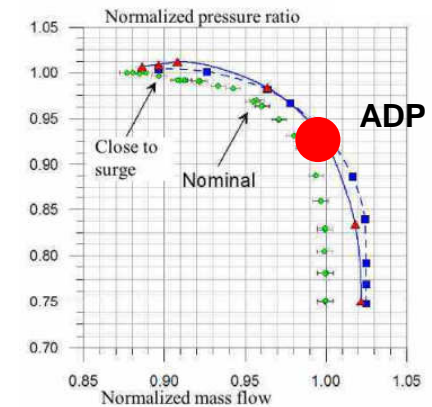


Figure 6: Steady NS computation results

#### • prédiction des performances de l'étage



$\dot{m}_{comp}$ [kg/s]	Max $ \Gamma_{TT} $ [-]	SM [%]	$\eta_{p,peak}$ [%]	$\eta_{p,ADP}$ [%]
13.9	1.476	14.3	91.3	90.8

# Plan

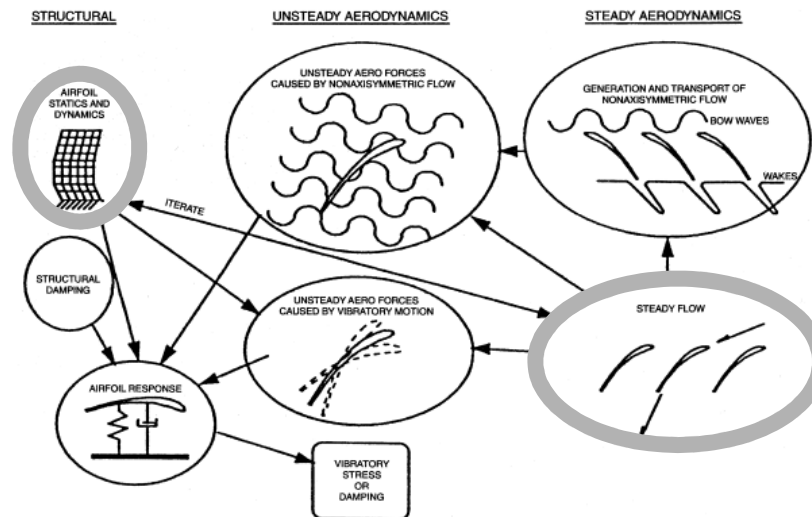


- A. Pré-design aéro
- B. Analyse du comportement sous chargement statique
- C. Estimation du risque vibratoire
- D. Tests sur prototypes

## B. Analyse du comportement sous chargement statique

### Exemple de la conception d'une RM destinée à un étage de compresseur

#### Proposition et évaluation d'un profil de DISQUE



- l'analyse aéro stationnaire fournit les chargements pour calculer
- les niveaux de contrainte moyens subis par l'aube et le disque
- les déplacements statiques en fonctionnement
  - 1/ jeu au carter : compromis pertes aéro / risque de contact (utilisation de revêtements abrasables)
  - 2/ modification des profils sous charge : reverse design pour obtenir le profil à fabriquer !
- processus itératif / optimisation

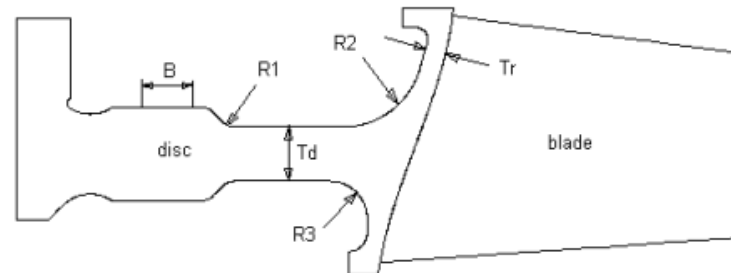
#### • contraintes mécaniques

Tip clearance	0.5 mm
Maximum allowable stress	>60% of yield stress
Disc burst margin	1.4

## B. Analyse du comportement sous chargement statique

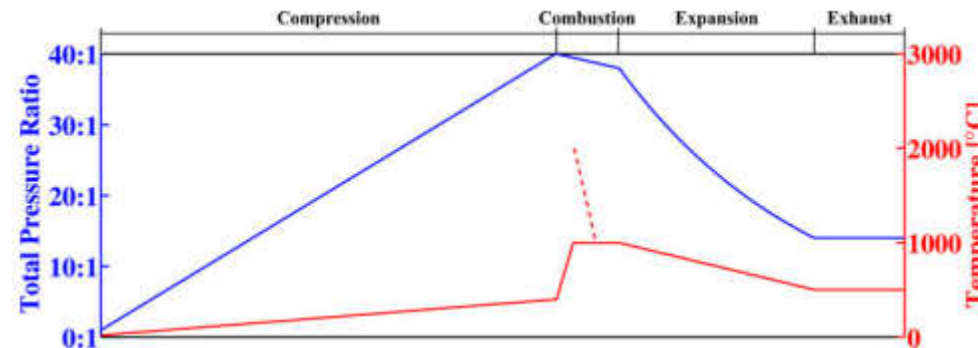
### Exemple de la conception d'une RM destinée à un étage de compresseur

#### Proposition et évaluation d'un profil de DISQUE



FUTURE project (<http://www.future-project.eu>), analysis performed by PCA Engineers Limited (<http://www.pcaeng.co.uk>)

- variables de conception pour le disque



- ambiance thermique dans un moteur

A. Sternschuss, thèse ECP, 2010

CFM 56-5A	Compresseur BP	Compresseur HP	Turbine HP	Turbine BP
Aubes stator	Acier	Acier -> nickel	Nickel	Nickel
Aubes rotor	Titane	Titane -> nickel	Nickel	Nickel

- exemple d'utilisations de matériaux

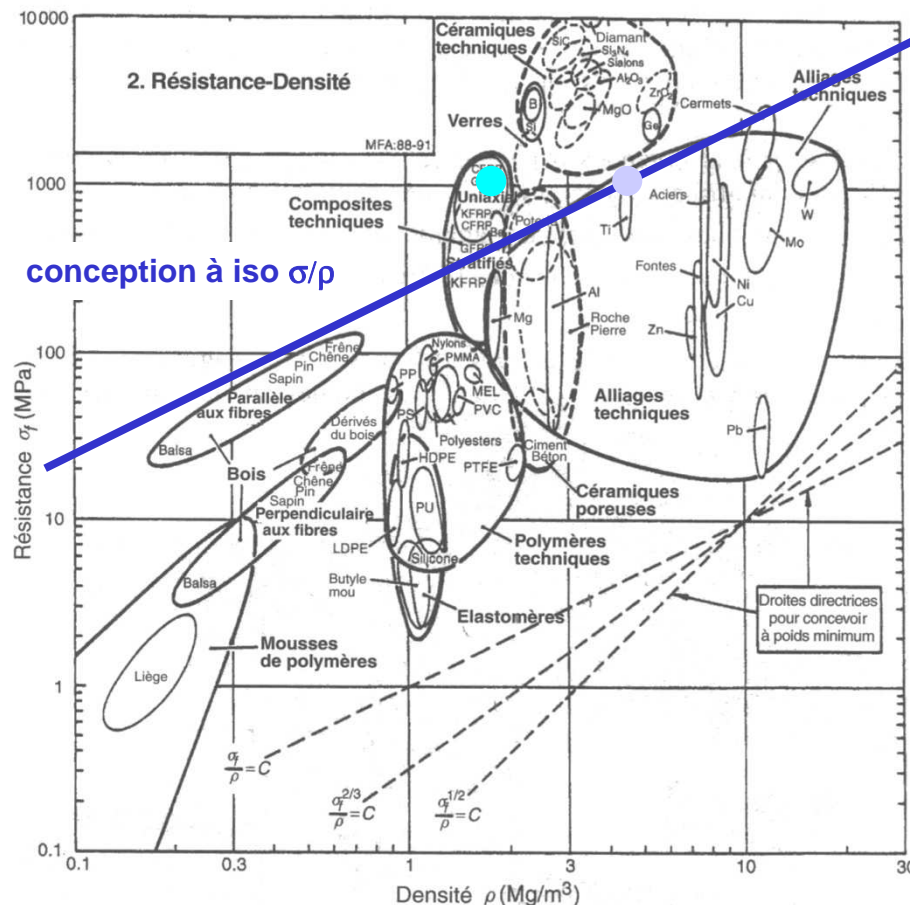


## B. Analyse du comportement sous chargement statique

### Exemple de la conception d'une RM destinée à un étage de compresseur

#### Proposition et évaluation d'un profil de DISQUE

- effets centrifuges : une ailette de 0.2kg située à un rayon de 0.3m de l'axe moteur tournant à 10000 rpm subit une force centrifuge équivalente à 9t



● Aube RTM tissée 3D

- matériau retenu : alliage de titane Ti6-4

Young's modulus	110 -114 GPa
Poisson's ratio	0.31
Density	4420 kg/m <sup>3</sup>
Ultimate tensile stress	895-930 MPa
Yield stress	825 -869 MPa
Ultimate strain	6-10 %

## B. Analyse du comportement sous chargement statique

### Exemple de la conception d'une RM destinée à un étage de compresseur

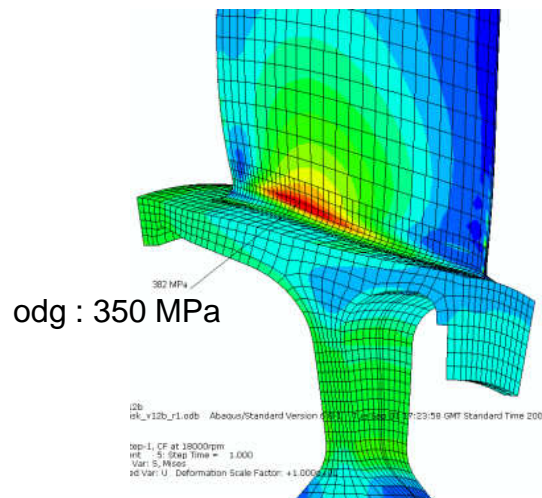
#### Proposition et évaluation d'un profil de DISQUE, vérification de la tenue statique de l'aube

- parts relatives du centrifuge et de l'aéro moyen sur le niveau de contrainte en pied d'aube

Encyclopedia of vibrations.  
Elsevier, 2002

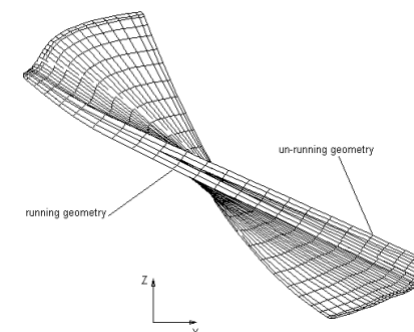
Steam turbine		Bladed disk: last stage, low pressure						
Power (MW)	Speed (rpm)	Power (MW)	No. of blades	Blade length (mm)	Blade mass (kg)	Base centrifugal force (N)	Maximum static base strain (N m <sup>-2</sup> )	
							Centrifugal force	Torque
860 (fossil)	3600	17	78	885	23	$2 \times 10^6$	$1.5 \times 10^8$	$0.12 \times 10^8$
1000 (nuclear)	1500	19.6	138	1220	39	$1.22 \times 10^6$	$0.278 \times 10^8$	$0.123 \times 10^8$

- réponse statique au centrifuge et à l'aéro moyen (calcul en NL géométrique)
- critère en contrainte (VM)



+ video blisk

- critère en déplacements (vue radiale)



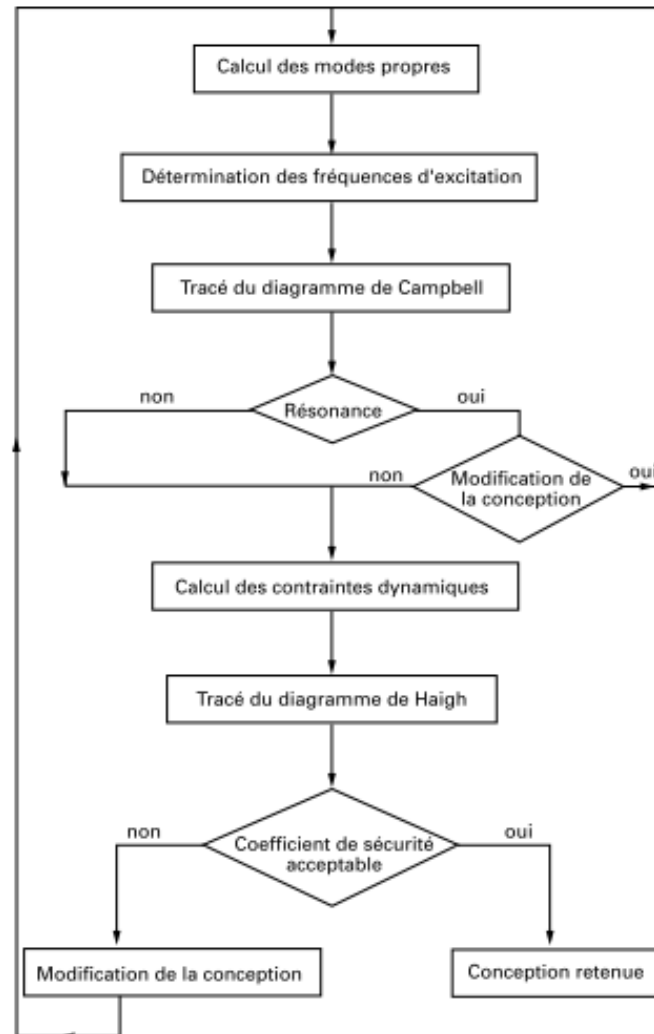
- effet de dévissage (odg : 1mm)
- radial + correction thermique (odg : 0.5 mm)

# Plan



- A. Pré-design aéro
- B. Analyse du comportement sous chargement statique
- C. Estimation du risque vibratoire
- D. Tests sur prototypes

## C. Estimation du risque vibratoire / Démarche





# Plan

- A. Pré-design aéro
- B. Analyse du comportement sous chargement statique
- C. Estimation du risque vibratoire
  - I. Calcul des modes propres
  - II. Détermination des fréquences d'excitation
  - III. Recherche des coïncidences
  - IV. Calcul des contraintes dynamiques
  - V. Tracé du diagramme de Haigh
- D. Tests sur prototypes

## C.IV. Estimation du risque vibratoire / Calcul des modes propres

---

### Démarches

---

- **Hypothèses**

- calculs sous vide d'air
- étude d'une roue isolée

- **Analyse modale d'aubes isolées**

- prise en compte des effets de la rotation

- **Analyse modale en symétrie cyclique**

- pour des assemblages accordés
- prise en compte des « comportements de groupe » et des couplages aubes-disque
- étude d'un seul secteur : aube + disque / conditions aux limites imposées périodiques

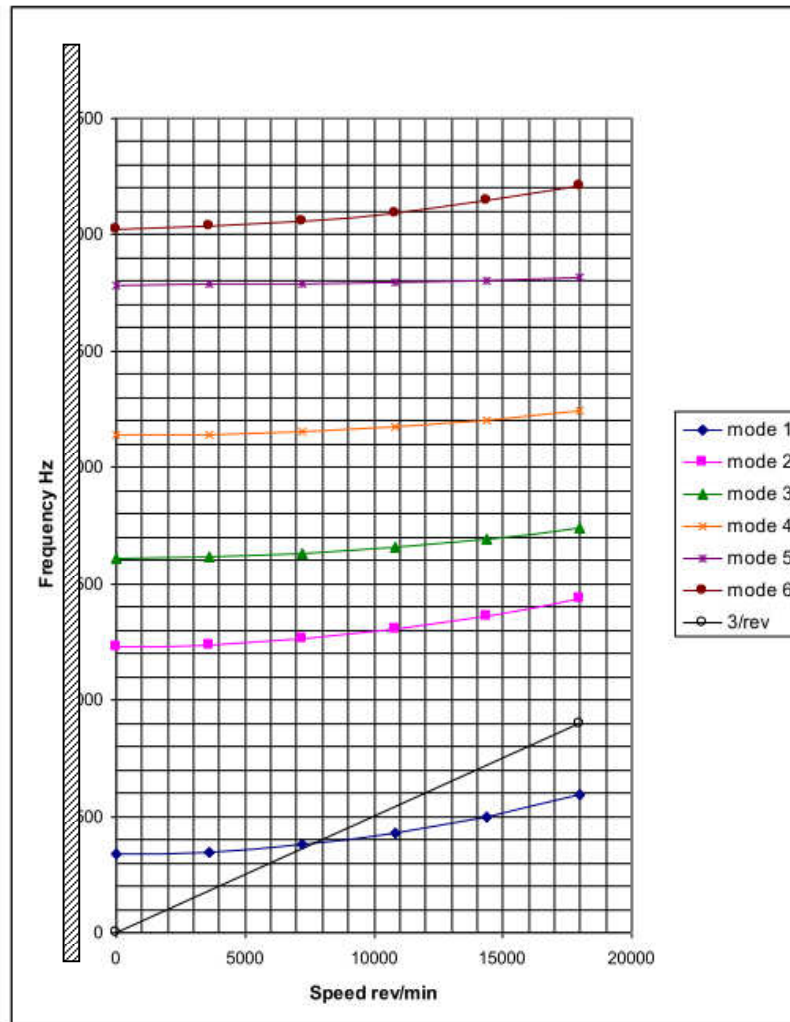
- **Analyse modale complète**

- pour des assemblages désaccordés
- techniques de sous-structuration et de réduction (Craig-Bampton...)
- très coûteux

## C.IV. Estimation du risque vibratoire / Calcul des modes propres

### Aube isolée

Effets centrifuges / gyroscopiques / spin-softening (cf cours J.-P. Laine)



1F



1T

+ video LDV

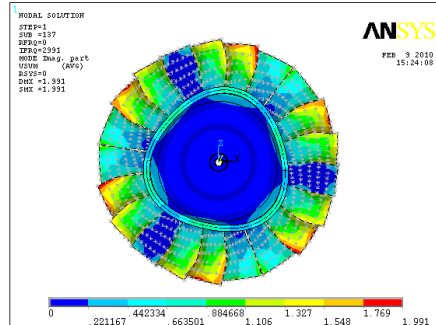
## C.IV. Estimation du risque vibratoire / Calcul des modes propres

### Etude en symétrie cyclique

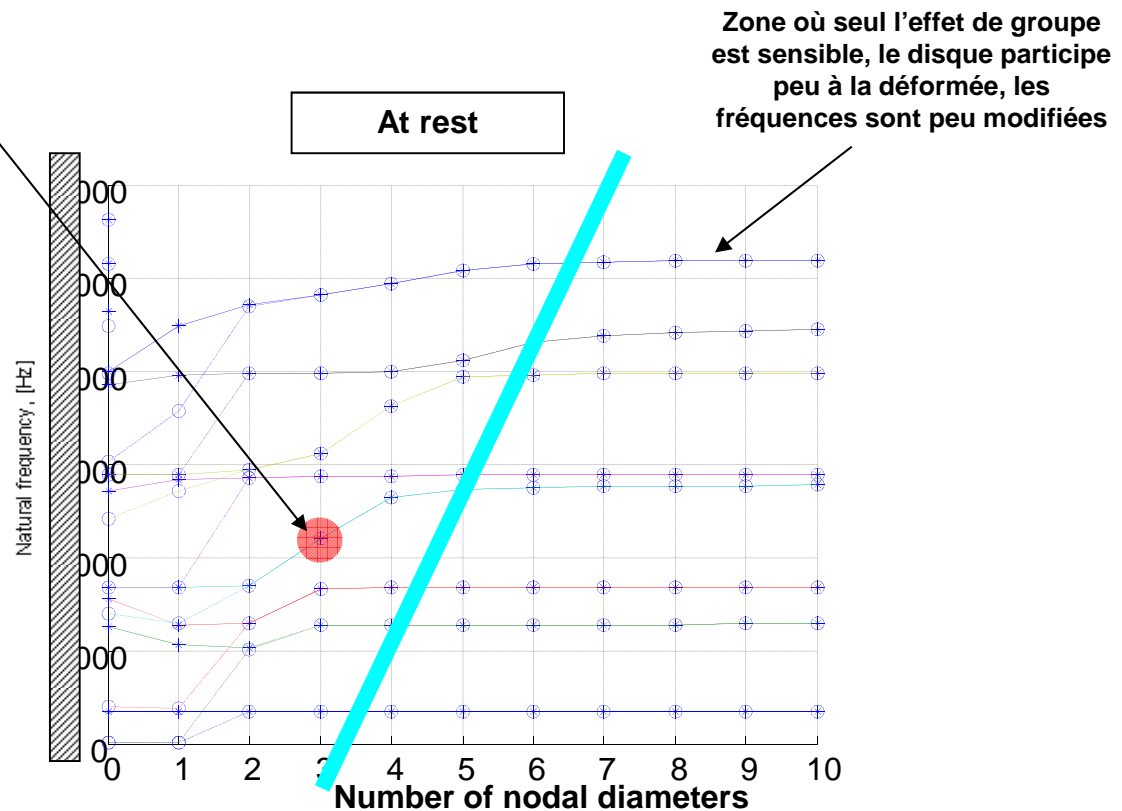
#### Effets de groupe / couplage aubes-disque (cf cours F. Thouverez)

- Le nombre de diamètres nodaux est égal au nombre de maxima de la déformée sur la circonférence

Zone à forte participation du disque à la déformée (dépend des raideurs relatives des aubes et du disque)



+ video blisk



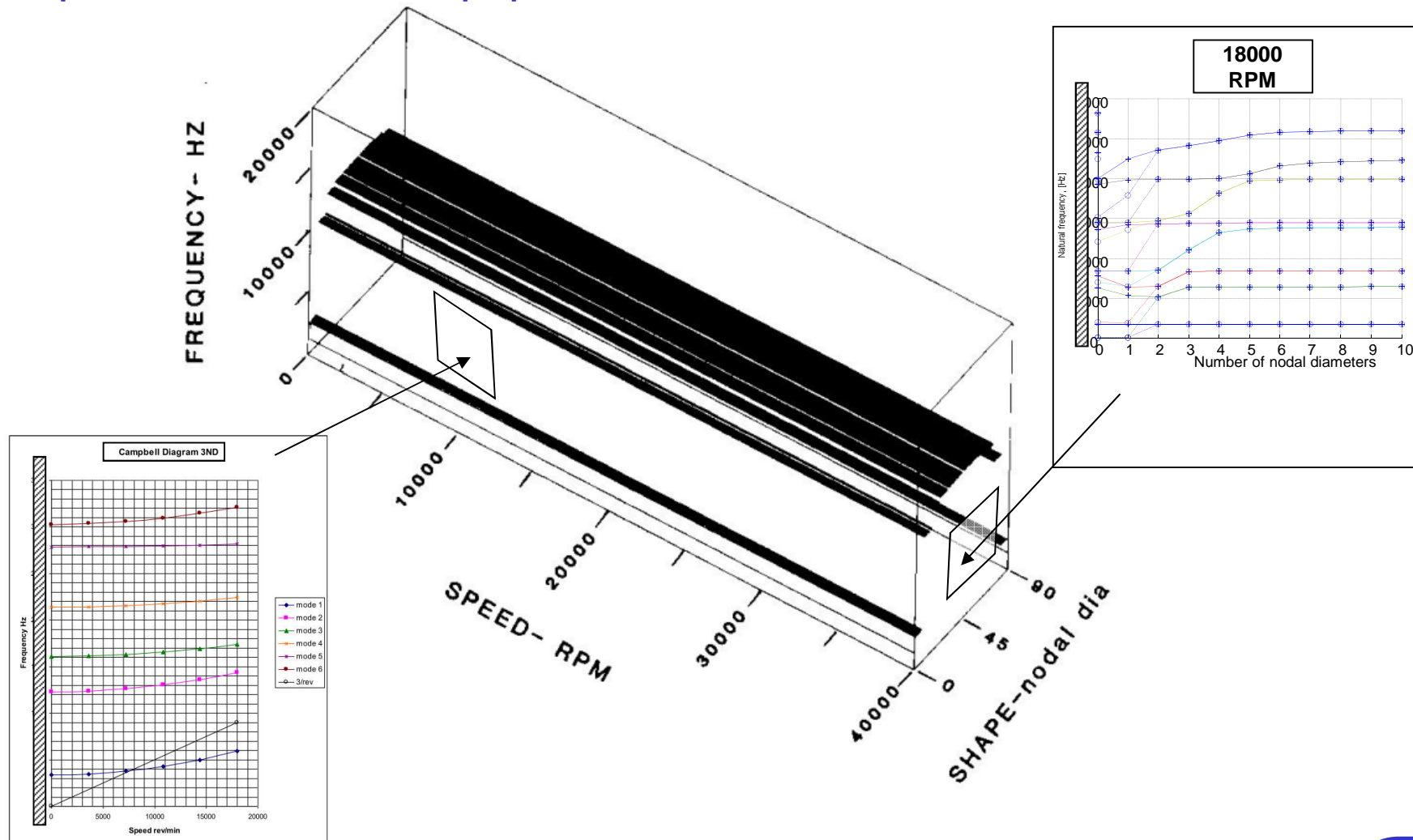




## C.IV. Estimation du risque vibratoire / Calcul des modes propres

### Etude en symétrie cyclique

#### Représentation 3D des modes propres





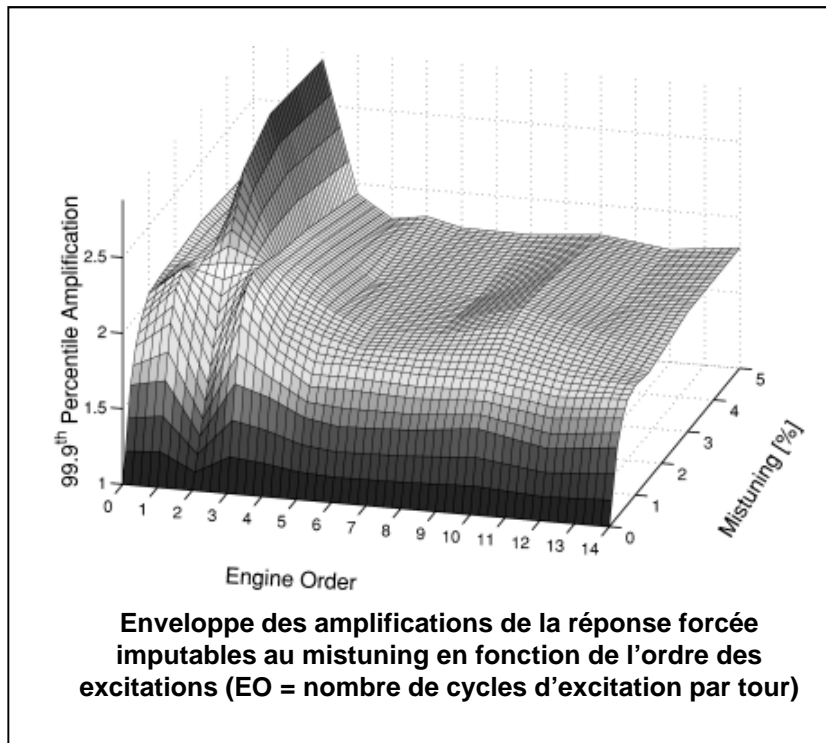




## C.IV. Estimation du risque vibratoire / Calcul des modes propres

### Etude globale de la roue aubagée

#### Nécessité de modéliser le mistuning



- simulation
- modèles probabilistes paramétriques
- identification des motifs de mistuning
- pour le recalage

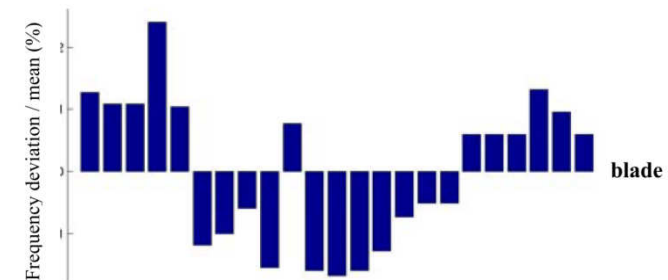
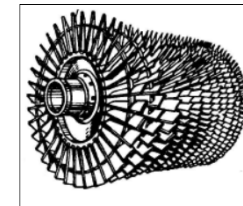
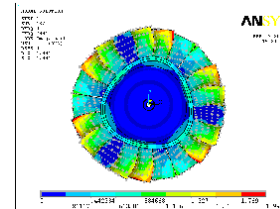


Figure 3: Mistuning pattern

- intérêt du mistuning intentionnel

## C.IV. Estimation du risque vibratoire / Calcul des modes propres

### Modes propres / challenge recherche



### Comment tenir compte, en simulation, du couplage inter-étages ?

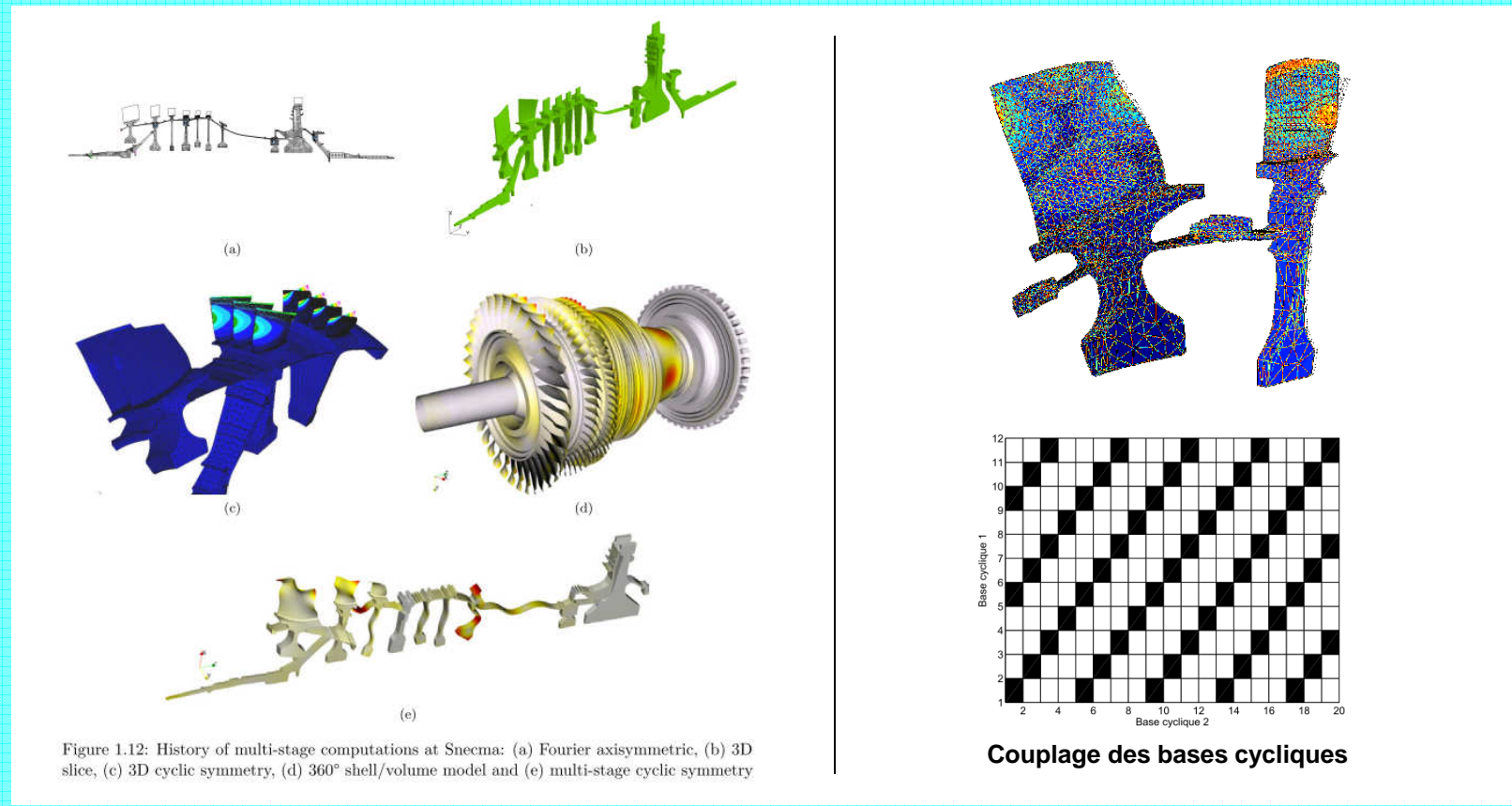


Figure 1.12: History of multi-stage computations at Snecma: (a) Fourier axisymmetric, (b) 3D slice, (c) 3D cyclic symmetry, (d) 360° shell/volume model and (e) multi-stage cyclic symmetry

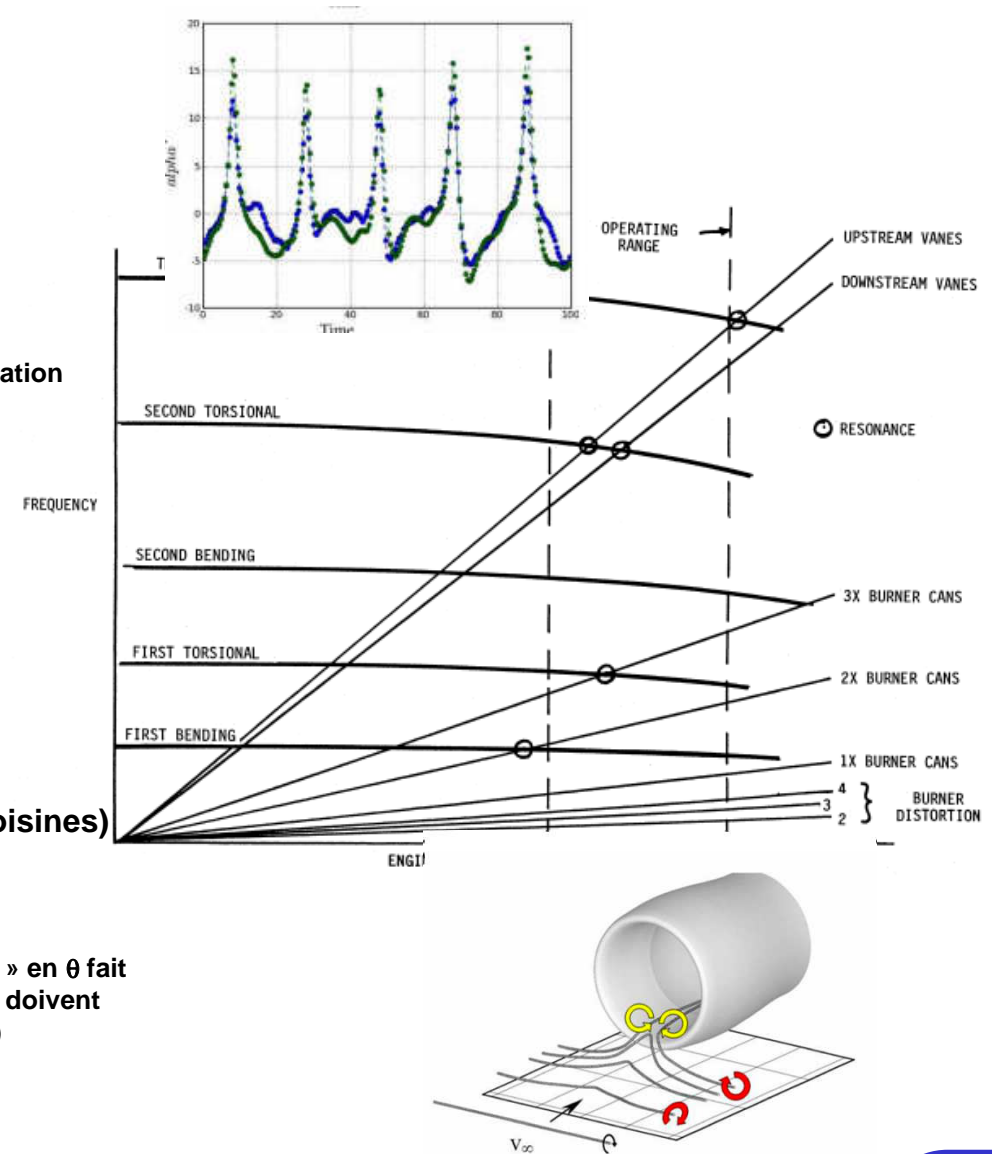
# Plan

- A. Pré-design aéro
- B. Analyse du comportement sous chargement statique
- C. Estimation du risque vibratoire
  - I. Calcul des modes propres
  - II. Détermination des fréquences d'excitation
  - III. Recherche des coïncidences
  - IV. Calcul des contraintes dynamiques
  - V. Tracé du diagramme de Haigh
- D. Tests sur prototypes

## C.IV. Estimation du risque vibratoire / Fréquences d'excitation

### Démarche

- **Notion d'Engine Order (EO) :**  
nombre de perturbations du flux / tour
  - vu de l'organe considéré
  - vision harmonique en  $\theta$
  - excitations synchronisées avec la vitesse de rotation
- **LEO (1 à 8 harmoniques)**
  - distorsion du flux d'entrée
  - bras de carter
  - prélèvements d'air
  - injecteurs (turbine)
  - balourd (roues fixes)
- **HEO (dépend du nombre d'aubes des roues voisines)**
  - RM : sillages de 2 staturs amont et 1 aval
  - RD : sillages de 2 RM amont et 1 aval
  - attention : la « transformée de Fourier du sillage » en  $\theta$  fait que les multiples entiers des nombres de sillages doivent aussi être pris en compte (2<sup>e</sup> harmonique surtout)



# Plan

- A. Pré-design aéro
- B. Analyse du comportement sous chargement statique
- C. Estimation du risque vibratoire
  - I. Calcul des modes propres
  - II. Détermination des fréquences d'excitation
  - III. Recherche des coïncidences
  - IV. Calcul des contraintes dynamiques
  - V. Tracé du diagramme de Haigh
- D. Tests sur prototypes



## C.IV. Estimation du risque vibratoire / Coïncidences

---

### Démarche

---

- **Conditions nécessaires pour la résonance d'une roue aubagée**
- **une coïncidence fréquentielle :**
  - fréquence de l'excitation = fréquence du mode
  - > diagramme de Campbell
- **ET une coïncidence spatiale :**
  - nombre d'obstacles de l'excitation = nombre de diamètres du mode propre  
(modulo le nombre d'aubes)
  - > diagramme zig-zag

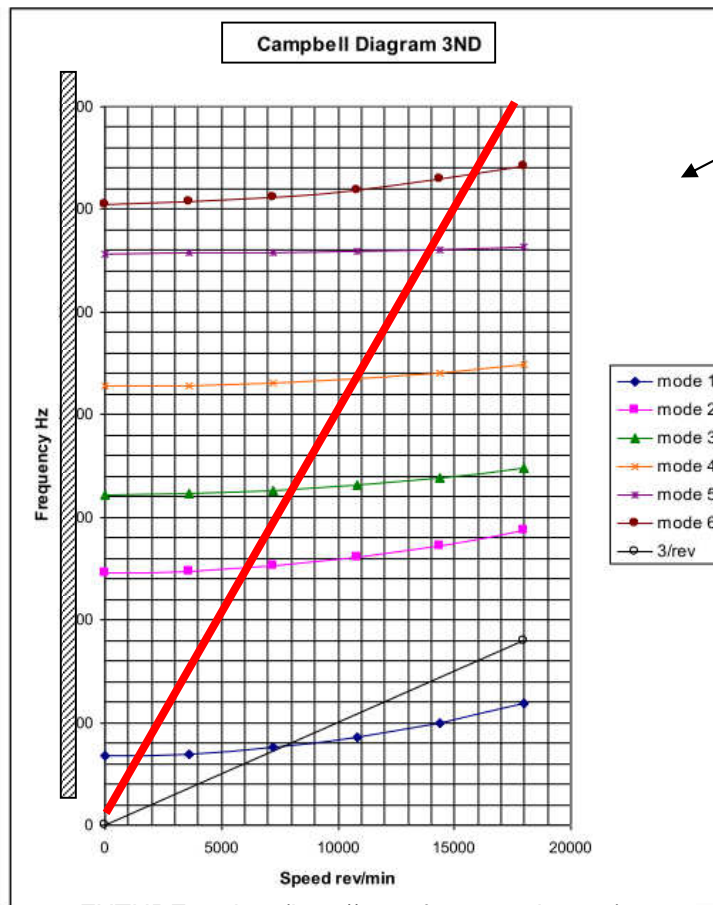
## C.IV. Estimation du risque vibratoire / Coïncidences

### Démarche

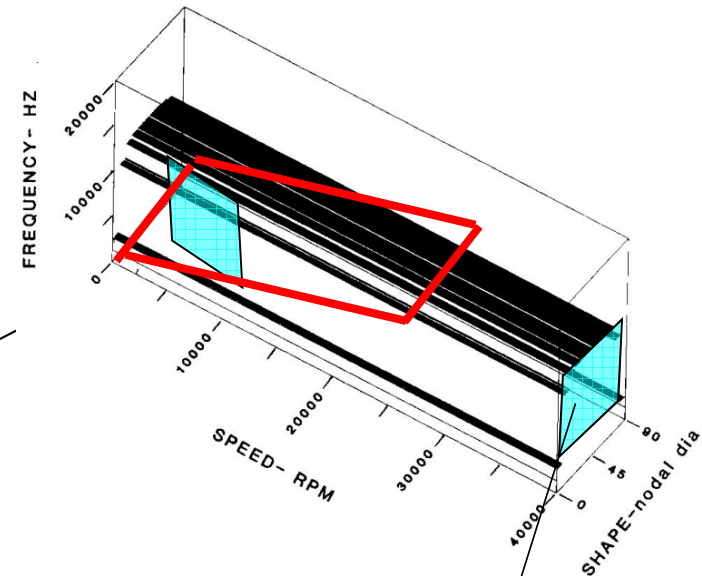
#### Conditions de coïncidence fréquentielle

- à l'aide du diagramme de Campbell

$$\text{fréquence excitation} = EO * \omega$$

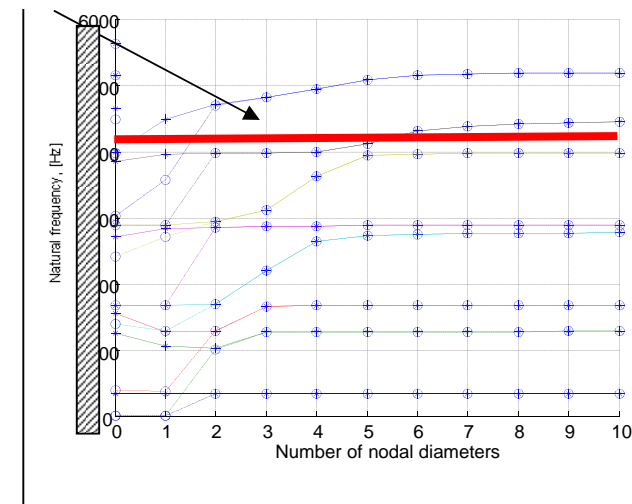


FUTURE project (<http://www.future-project.eu>),  
analysis performed by PCA Engineers Limited  
(<http://www.pcaeng.co.uk>)



Risque de COINCIDENCE  
FREQUENTIELLE SEULE  
« champ de mines »

18000  
RPM



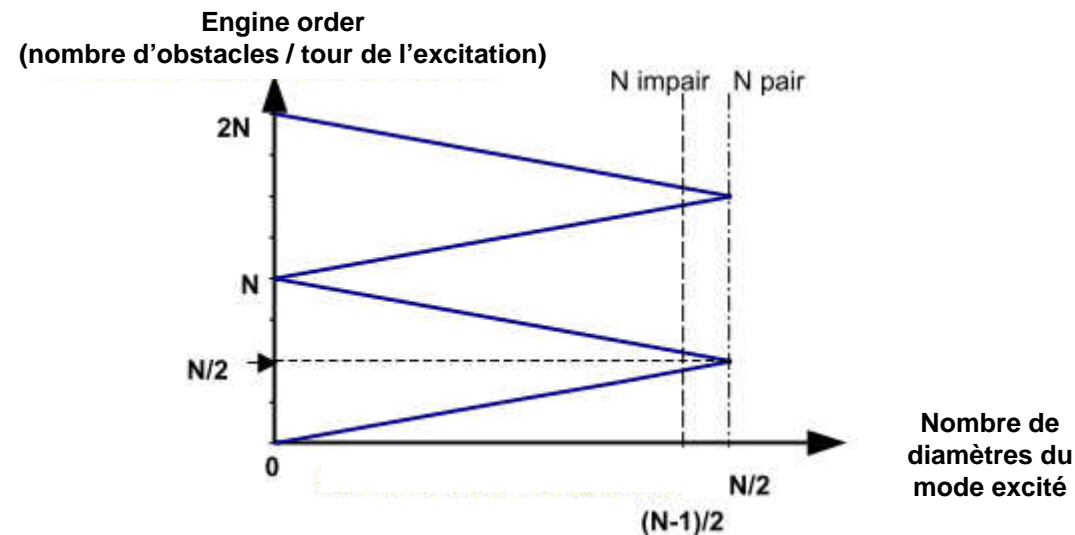
SAFE diagram, M. P. Singh et al, Dresser-Rand Co website

## C.IV. Estimation du risque vibratoire / Coïncidences

### Démarche

#### Conditions de coïncidence spatiale

- le diagramme zig-zag
  - permet de déterminer le nombre de diamètres nodaux caractéristique des modes excitables par un nombre d'obstacles donné (sillages ou premiers harmoniques)
  - si la structure excitée était axisymétrique (disque plein), une excitation tournante périodique exciterait les modes dont le nombre de diamètres nodaux est égal au nombre d'excitations par tour
  - pour une roue aubagée ce sont les aubes qui sont excitées ; d'où un nombre de diamètres apparent borné par  $N/2$

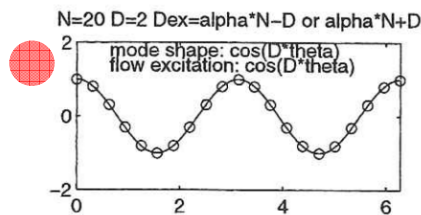


## C.IV. Estimation du risque vibratoire / Coïncidences

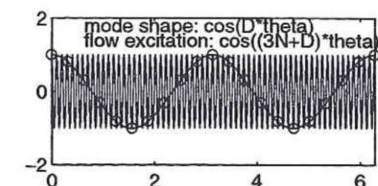
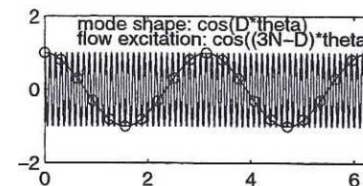
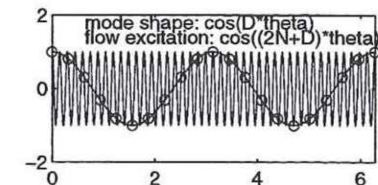
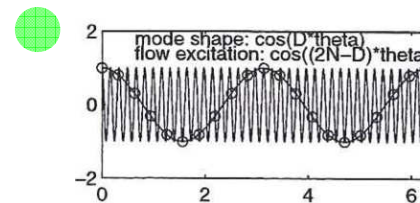
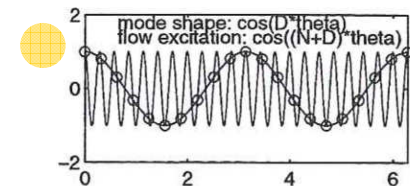
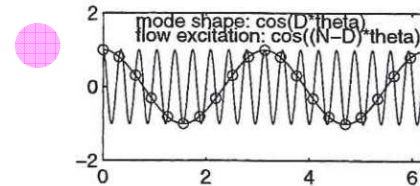
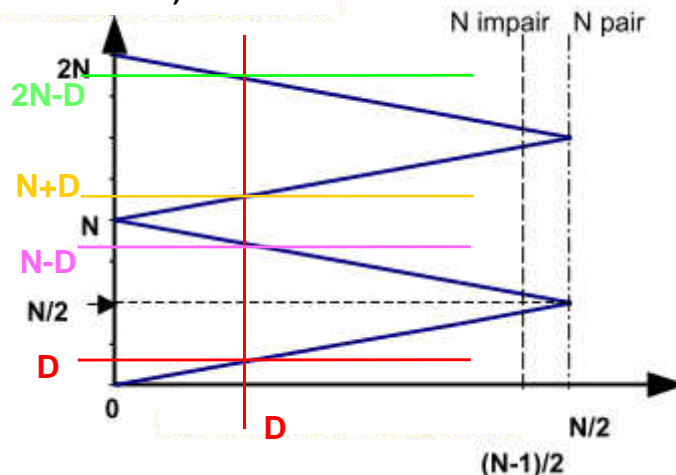
### Démarche

#### Condition de coïncidence spatiale

- illustration
- des fonctions de forçage à différents EO excitent un même mode à 2 diamètres
- $N = 20$  aubes sur le disque



Engine order  
(nombre d'obstacles / tour de l'excitation)



Nombre de  
diamètres du  
mode excité

• principe de la démonstration  
dans le cas général

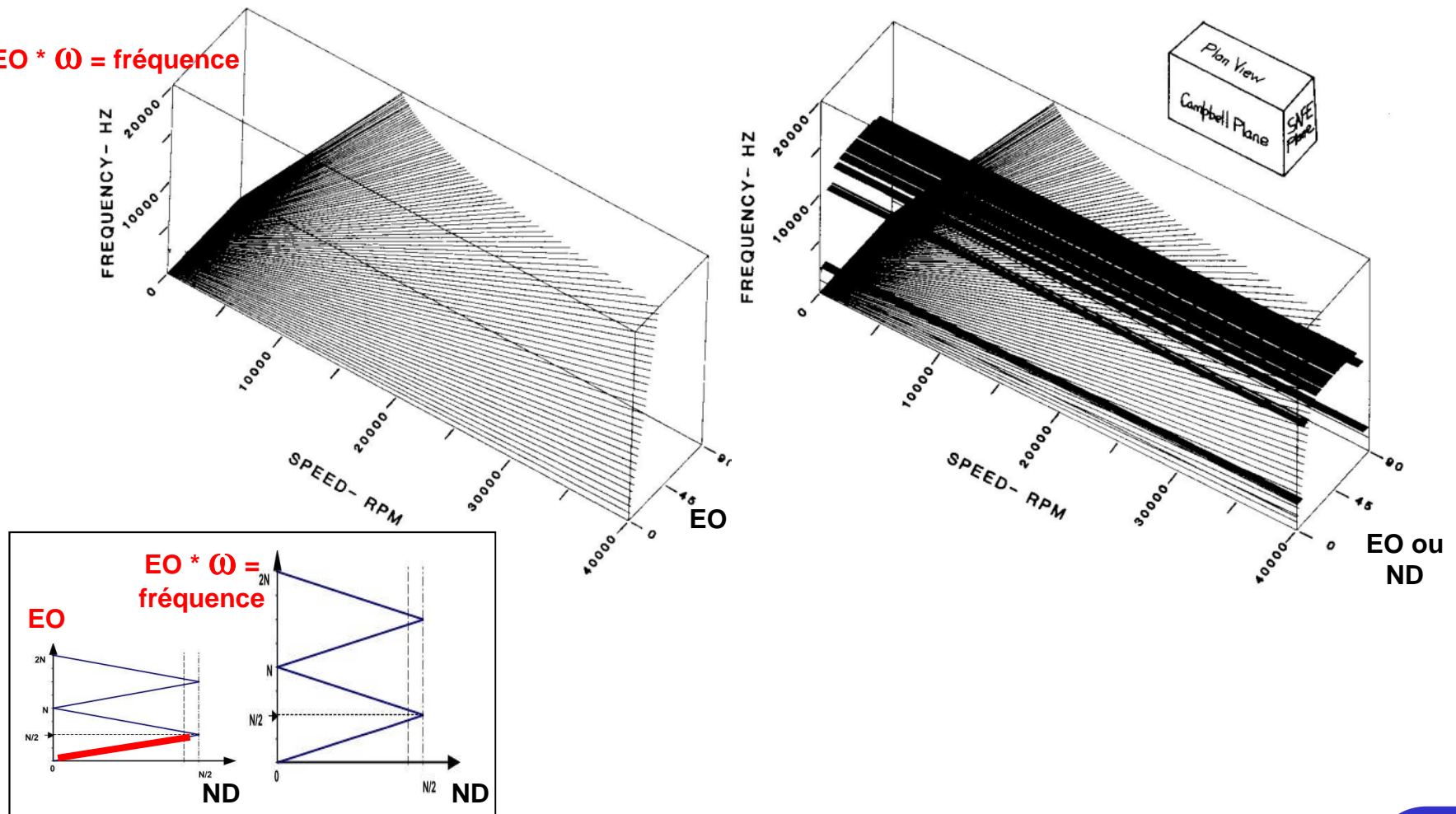
• trouver les conditions d'extrémalité des  
forces généralisées associant le mode et  
la forme d'excitation considérés

## C.IV. Estimation du risque vibratoire / Coïncidences

### Démarche

Représentation 3D du forçage et des conditions de coïncidence spatiale (pour le premier segment du zig-zag, EO=ND)

$EO * \omega = \text{fréquence}$

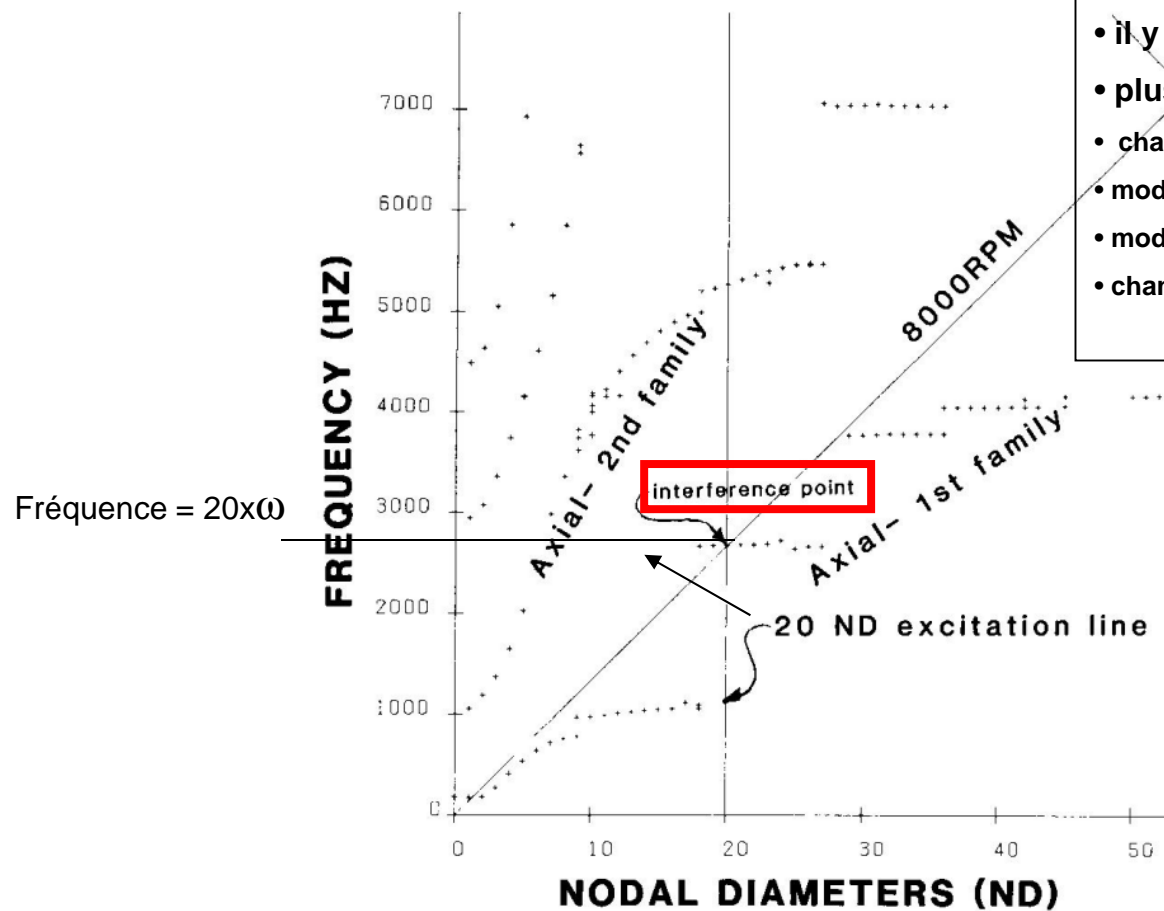




## C.IV. Estimation du risque vibratoire / Coïncidences

### Démarche

Exploitation du diagramme zig-zag (sur son premier segment  $EO < ND/2$ ), à vitesse de rotation donnée,  $EO=20$



- il y a problème
- plusieurs solutions sont possibles :
  - changer le nb d'aubes sur le redresseur amont
  - modifier la raideur des aubes de la roue mobile
  - modifier la raideur du disque
  - changer la vitesse de fonctionnement nominal

## C.IV. Estimation du risque vibratoire / Coïncidences

### Démarche

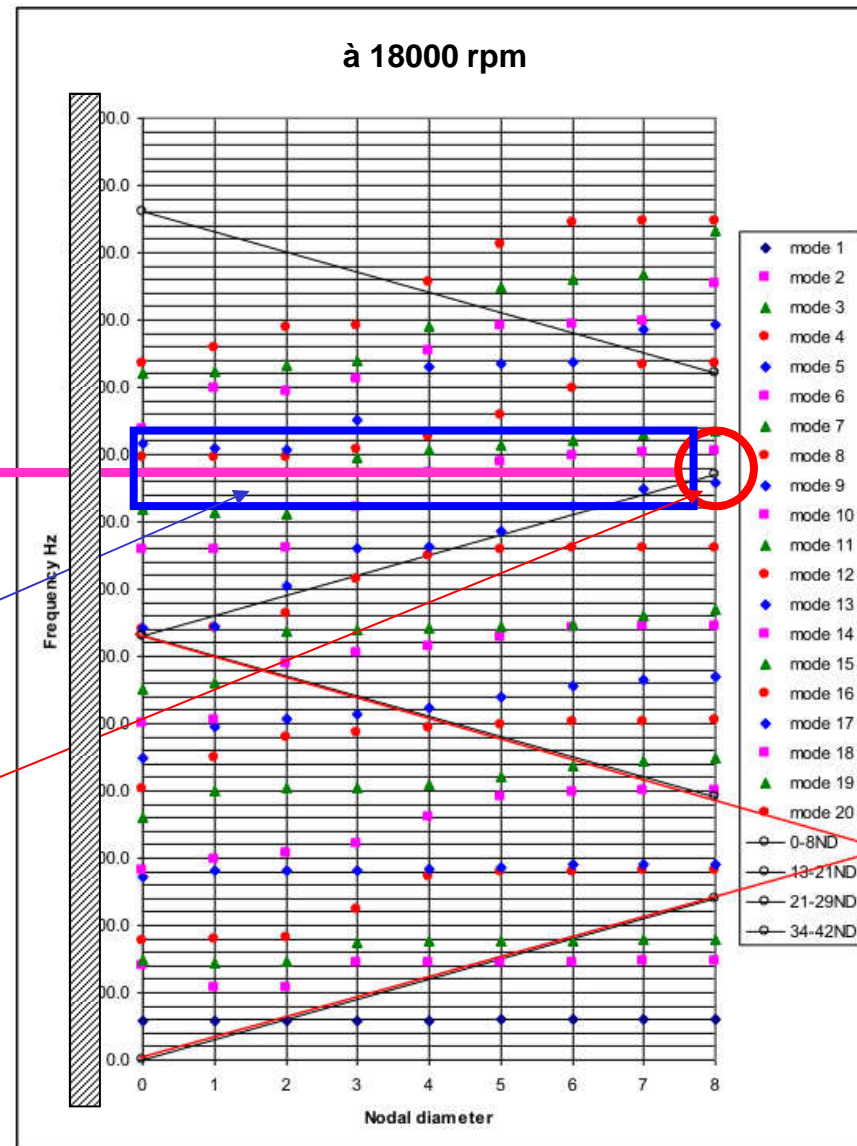
Exploitation du diagramme zig-zag dans le cas général

21 aubes sur la roue mobile  
29 sur le stator amont

Fréquence =  $29 \times \omega$

COINCIDENCE FREQUENTIELLE SEULE  
surestimation du nombre de modes  
faussement dangereux

COINCIDENCE VRAIE  
Danger pour les modes 13 et 14 à 8ND,  
-> changer la conception  
-> calculer la RF pour ces conditions



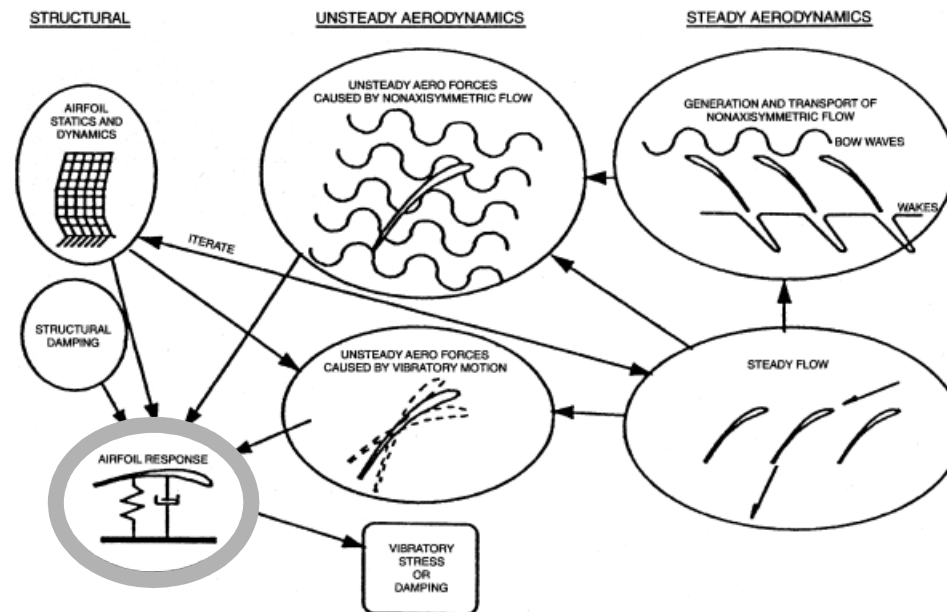
10

# Plan

- A. Pré-design aéro
- B. Analyse du comportement sous chargement statique
- C. Estimation du risque vibratoire
  - I. Calcul des modes propres
  - II. Détermination des fréquences d'excitation
  - III. Recherche des coïncidences
  - IV. Calcul des contraintes dynamiques
  - V. Tracé du diagramme de Haigh
- D. Tests sur prototypes

## C.IV. Estimation du risque vibratoire / Calcul des contraintes dyn.

### Démarche



- Beaucoup d'inconnues en début de conception
- complexité du comportement de la structure (mistuning, non-linéarités)
- **estimation de l'amortissement total: combinaison des amortissements structural et aéroélastique**
- **un calcul précis de la fonction de forçage aérodynamique est requis**
  
- **Points-clefs dans le calcul de la réponse forcée**
- quantification des dissipations structurales
- l'aérodynamique instationnaire / ingrédients du modèle
- le couplage fluide-structure

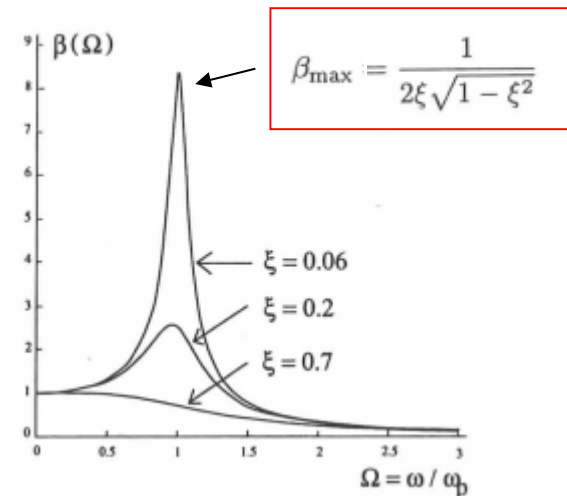
## C.IV. Estimation du risque vibratoire / Calcul des contraintes dyn.

### Estimation des niveaux d'amortissement

#### Importance de l'amortissement en dynamique

Amplification dynamique de la FRF  
d'un oscillateur à 1 ddl avec un  
taux d'amortissement  $\xi$

$$\beta(\Omega) = \frac{1}{\sqrt{(1 - \Omega^2)^2 + 4\xi^2\Omega^2}} ; \quad \Omega = \frac{\omega}{\omega_p}$$



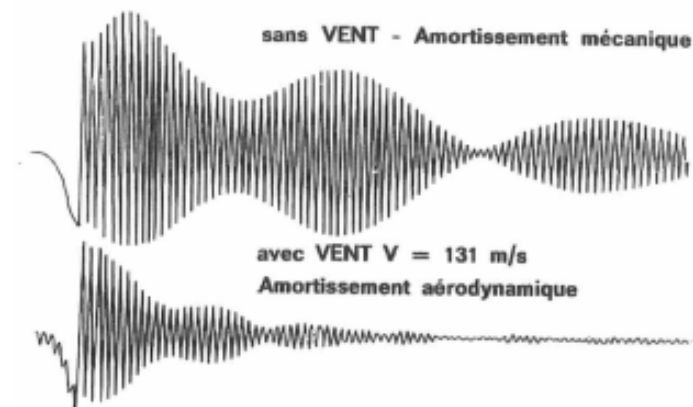
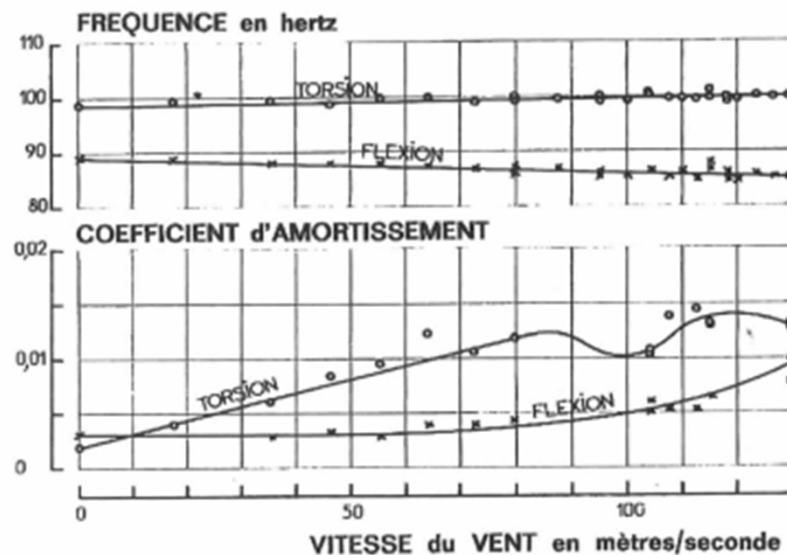
- l'amplitude de la réponse à la résonance est contrôlée par l'amortissement
- pour  $\xi \ll 1$  l'amplification est inversement proportionnelle à  $\xi$
- un soin particulier doit être apporté à sa modélisation
- importance d'un recalage par mesures expérimentales



## C.IV. Estimation du risque vibratoire / Calcul des contraintes dyn.

### Estimation des niveaux d'amortissement

#### Fluide vs structure



- amortissement structural dû au **matériau** :  $\xi < 0.001$  si monobloc (hystérétique ou visqueux)
  - EXPERIMENTAL
- amortissement structural dû à **d'autres sources de dissipation** (frottement)
  - EXPERIMENTAL + CALCUL
- amortissement aéro prédominant devant amortissement matériau (visqueux, parfois « négatif » si instabilité)
  - CALCUL + EXPERIMENTAL
- nécessité de dispositifs ad hoc, en particulier pour le monobloc

## C.IV. Estimation du risque vibratoire / Calcul des contraintes dyn.

### Estimation des niveaux d'amortissement

#### Solutions technologiques pour augmenter l'amortissement

- **Dispositifs linéaires**
  - revêtements absorbants (visco-élastiques, élastomères, silicones) sur aubes ou aux interfaces
  - fluides dans des aubes creuses (expérimental)
- **Dispositifs non-linéaires**
  - par frottement : en pied d'aube, par nageoires, talons, câbles, frotteurs (annulaires = joncs, plaques, doigts...)
  - par chocs (expérimental)
  - par contrôle passif ou semi-actif (expérimental)
- **Autres : mistuning intentionnel**

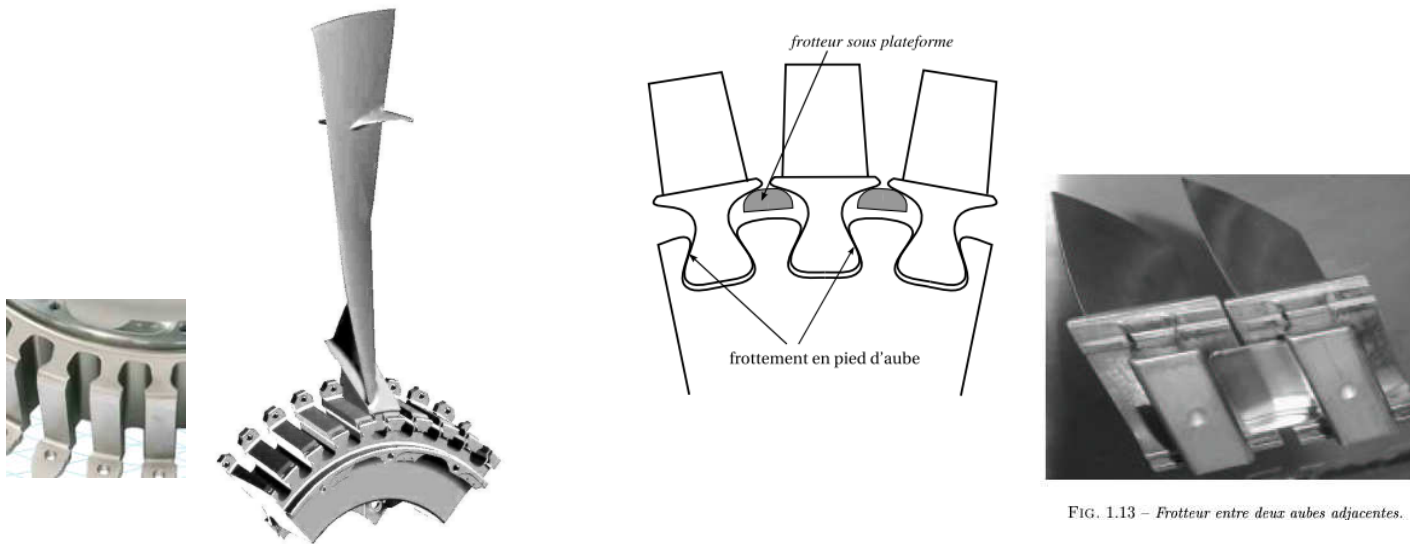


FIG. 1.13 – Frotteur entre deux aubes adjacentes.

## C.IV. Estimation du risque vibratoire / Calcul des contraintes dyn.

### Estimation des niveaux d'amortissement

#### Solutions technologiques pour augmenter l'amortissement

- **Dispositifs linéaires**
  - revêtements absorbants (visco-élastiques, élastomères, silicones) sur aubes ou aux interfaces
  - fluides dans des aubes creuses (expérimental)
- **Dispositifs non-linéaires**
  - par frottement : en pied d'aube, par nageoires, talons, câbles, frotteurs (annulaires = joncs, plaques, doigts...)
  - par chocs (expérimental)
  - par contrôle passif ou semi-actif (expérimental)
- **Autres : mistuning intentionnel**

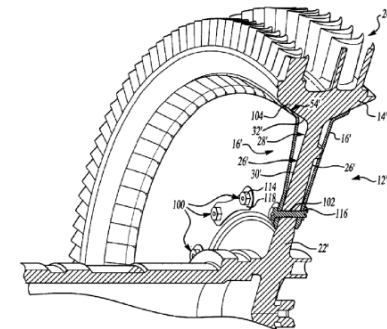
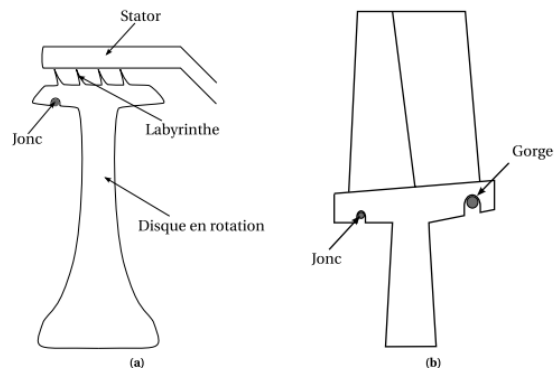


FIG. 1.17: Amortisseur par frottement de type « doigts » pour les disques de turbines monoblocs; Brevet Boeing US 6,375,428 B1

## C.IV. Estimation du risque vibratoire / Calcul des contraintes dyn.

### Estimation des niveaux d'amortissement

#### Solutions technologiques pour augmenter l'amortissement

- Dispositifs linéaires
  - revêtements absorbants (visco-élastiques, élastomères, silicones) sur aubes ou aux interfaces
  - fluides dans des aubes creuses (expérimental)
- Dispositifs non-linéaires
  - par frottement : en pied d'aube, par nageoires, talons, câbles, frotteurs (annulaires = joncs, plaques, doigts...)
  - par chocs (expérimental)
  - par contrôle passif ou semi-actif (expérimental)
- Autres : mistuning intentionnel

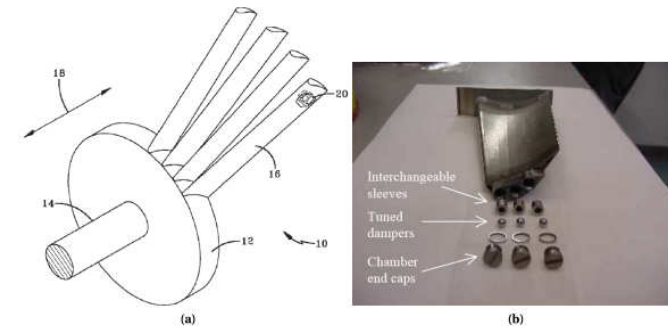
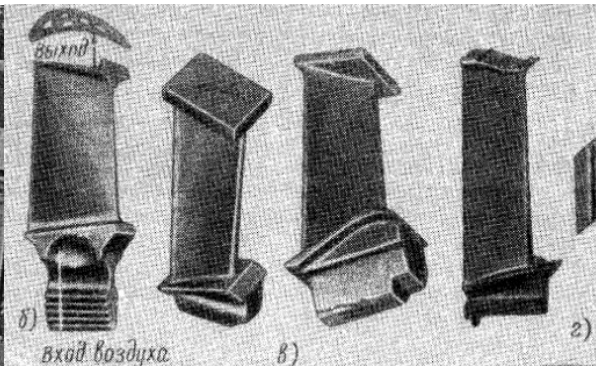
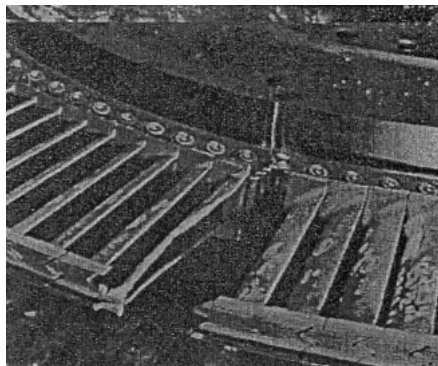
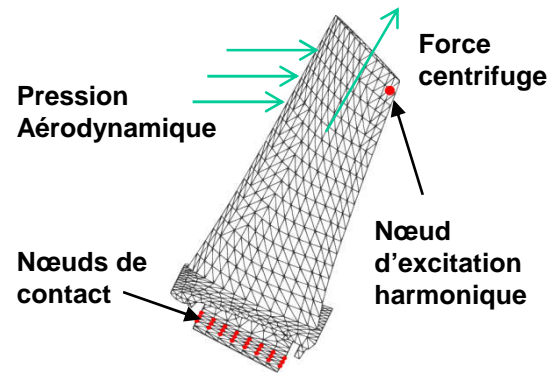


FIG. 1.18: Amortisseurs par chocs: (a), schéma de principe (Brevet NASA US 6,827,551 B1); (b), exemple de mise en œuvre (Duffy, 2004).

## C.IV. Estimation du risque vibratoire / Calcul des contraintes dyn.

### Estimation des niveaux d'amortissement

#### Calcul des réponses non-linéaires: exemple du frottement



à l'intérieur des solides
<i>équilibre interne comportement (élastique linéaire)</i>
aux interfaces
<i>non pénétration (usure = jeu variable) frottement tangential (Coulomb) loi d'usure (Achard)</i>
sur les autres frontières
<i>déplacements imposés excitation périodique</i>

$$M\ddot{U}^{(l)} + C\dot{U}^{(l)} + KU^{(l)} + F_c^{(l)}(U^{(l)}, \dot{U}^{(l)}, W^{(l)}) = F_{ex}^{(l)}$$

- expression de l'équation du mouvement dans le domaine fréquentiel
- hypothèse : réponse périodique
- outil : HBM, méthode de balance harmonique

séries de Fourier :  $U(t) = \tilde{U}_0 + \sum_{n=1}^{Nh} \tilde{U}_{n,c} \cos(n\omega t) + \tilde{U}_{n,s} \sin(n\omega t)$

procédure de Galerkin:  $f(\tilde{U}_r) = \mathbf{Z}_r \tilde{U}_r + \tilde{\lambda} - \tilde{F}_r$

multiplicateurs de Lagrange  
représentant les forces de contact

- nouvelle expression du problème complet
- en respectant les contraintes NL définissant
- les forces de contact exprimées dans le domaine temporel
- c'est un problème d'optimisation avec contraintes

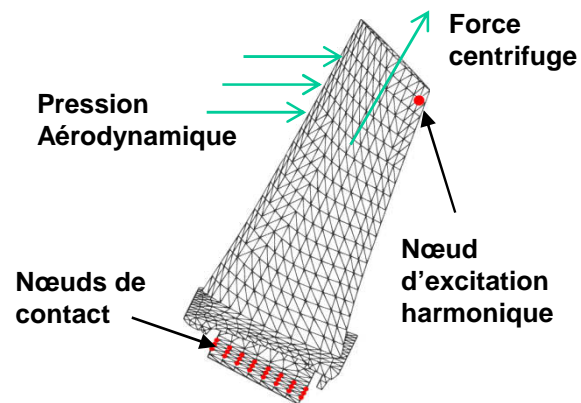
- les ingrédients de la stratégie
- aspect non-linéaire : le processus est itératif, solveur de type Newton
- aspect problème contraint en dynamique : Dynamic Lagrangian [Nacivet, 2003]
- souci temporel / fréquentiel : alternating Frequency Time [Cameron et Griffin, 1989]



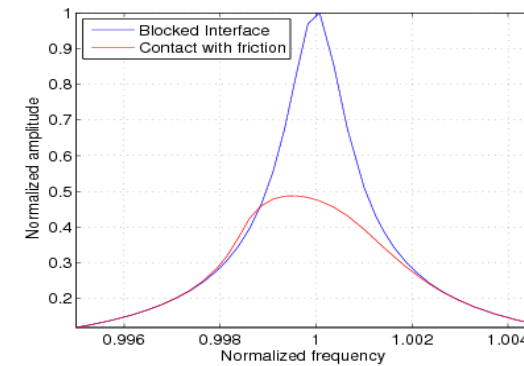
## C.IV. Estimation du risque vibratoire / Calcul des contraintes dyn.

### Amortissement / challenge recherche

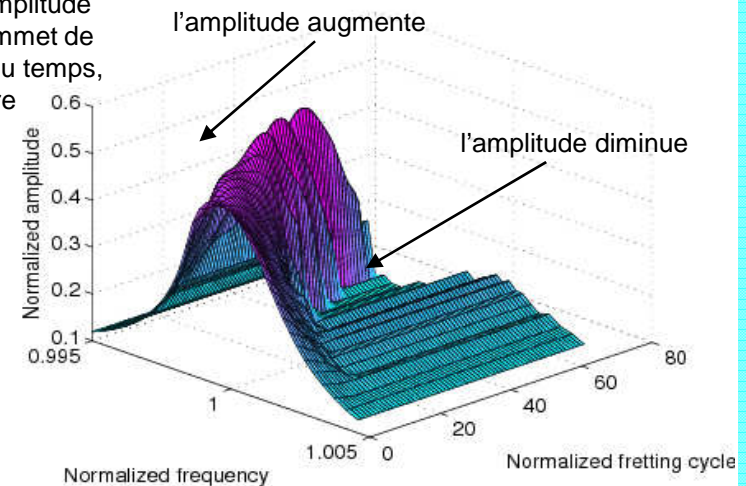
#### Comment l'amortissement structural évolue-t-il avec l'usure ?



Effet du frottement sur l'amplitude (hors usure)



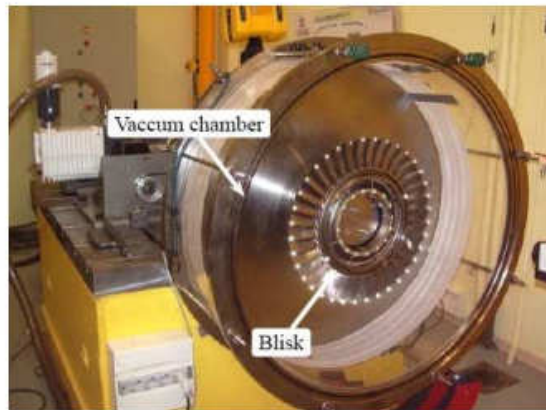
Evolution de l'amplitude vibratoire au sommet de l'aube au cours du temps, avec usure



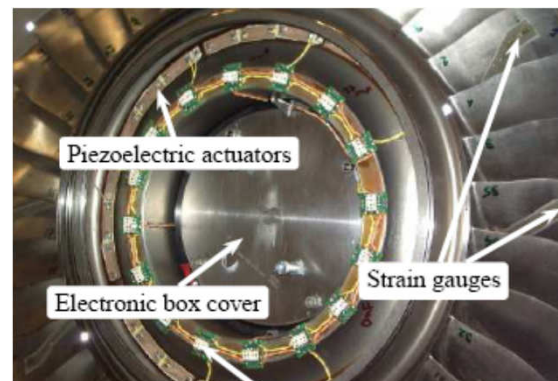
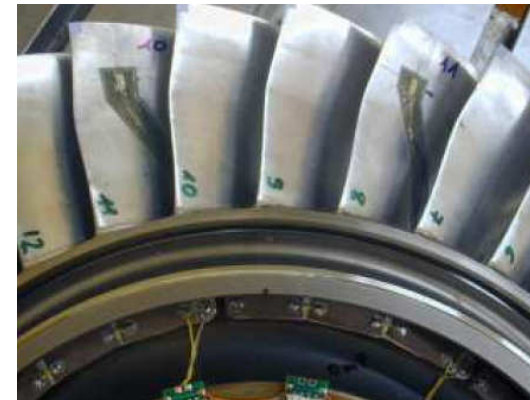
## C.IV. Estimation du risque vibratoire / Calcul des contraintes dyn.

### Amortissement / challenge recherche

*Comment départager l'effet amortissant d'un dispositif de l'effet du fluide ?*



*Figure 1 : Essais sous vide des roues aubagées au LTDS*

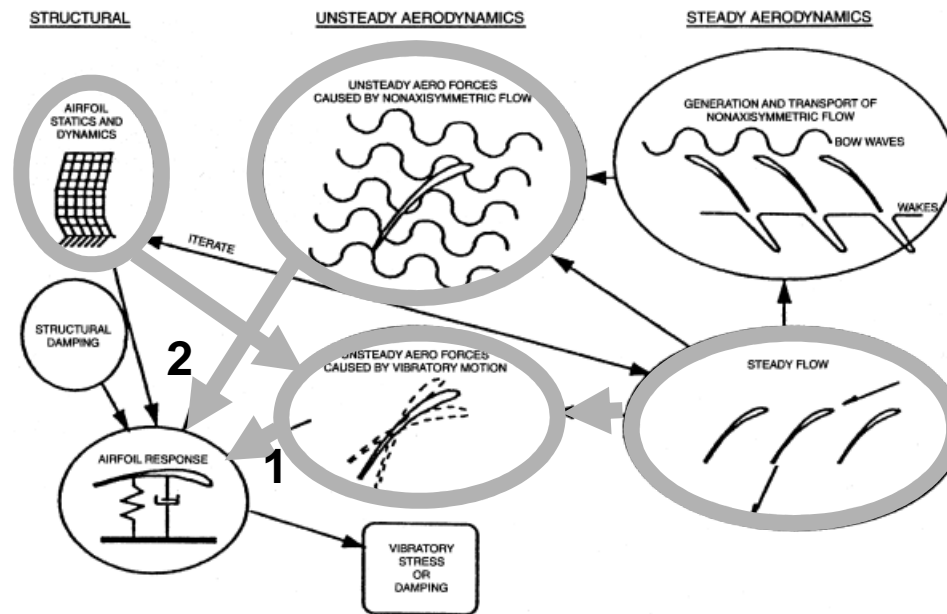


## C.IV. Estimation du risque vibratoire / Calcul des contraintes dyn.

### Prise en compte du couplage aéroélastique

#### Une démarche

- La présence du fluide modifie les caractéristiques modales estimées in vacuo;  
**réciroquement** le mouvement d'une aube influe sur les mouvements du fluide
- un calcul couplé est donc a priori nécessaire, en particulier en présence de non-linéarités
- une hypothèse consiste à réaliser un couplage faible, permettant des calculs séparés pour le fluide et la structure, l'effet du fluide est alors double :  
**1/ effet d'amortissement aéro ; 2/ effet de forçage**



## C.IV. Estimation du risque vibratoire / Calcul des contraintes dyn.

### Prise en compte du couplage aéroélastique

#### Estimation de l'amortissement aéro

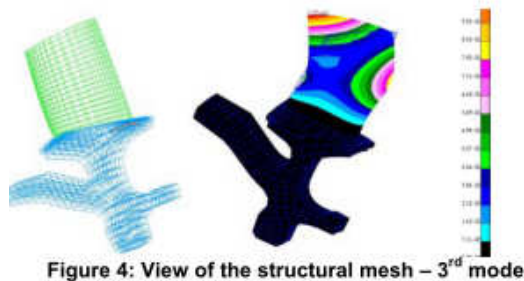
- sélection des modes d'intérêt (étude des coïncidences, importance des déphasages inter-aubes)
  - calcul aéro avec mouvement modal imposé des aubes
- obtention des forces de pression pariétale instationnaires
  - plusieurs voies sont alors possibles :

##### Voie A

- calcul du travail des forces de pression dans le mouvement de l'aube pour un cycle
  - estimation du ratio Travail cyclique / Energie cinétique moyenne
- analogie **amortissement modal** matériau / aéro via le concept de décrément log par exemple

##### Voie B

- incorporation des forces aéro dans le calcul forcé via des **matrices d'amortissement** proportionnelles aux déplacements de l'aube



Damping (%)	Euler Non Linear	NS linearized
Structural	0.17	
aeroelastic	0.26	0.31
Total	0.41	0.47

Table 1: damping estimation

## C.IV. Estimation du risque vibratoire / Calcul des contraintes dyn.

### Prise en compte du couplage aéroélastique

#### Calcul de la fonction de forçage

- les pressions pariétales instationnaires sont des **forces imposées** sur le modèle structure
  - on s'intéresse à la première harmonique et éventuellement aux suivantes
  - les charges sont défilantes
- résolution numérique du problème : cf **cours F. Thouverez**

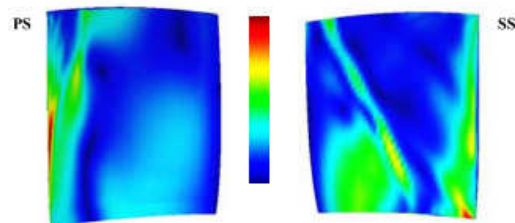


Figure 9: Unsteady NS total pressure (1<sup>st</sup> harmonic modulus) on pressure (PS) and suction sides (SS)

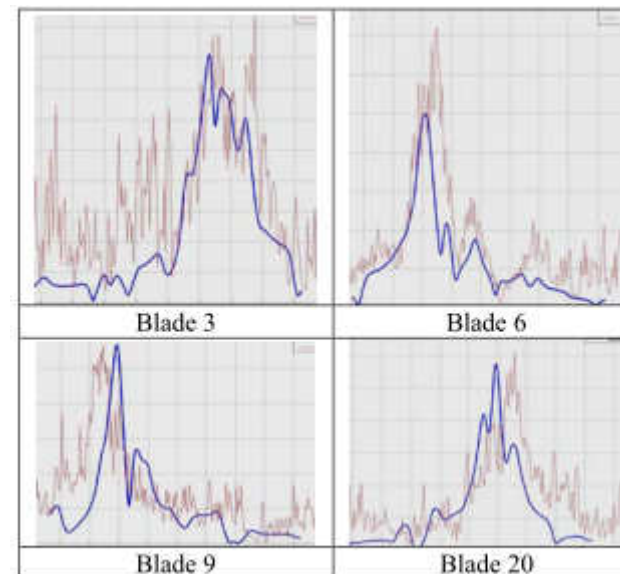


Figure 11: Comparison of predicted/test results (blade dynamic levels vs. rotating speed)

NB : modèle avec mistuning (recalé)



# Plan

- A. Pré-design aéro
- B. Analyse du comportement sous chargement statique
- C. Estimation du risque vibratoire
  - I. Calcul des modes propres
  - II. Détermination des fréquences d'excitation
  - III. Recherche des coïncidences
  - IV. Calcul des contraintes dynamiques
  - V. Tracé du diagramme de Haigh
- D. Tests sur prototypes

# C.V. Tracé du diagramme de Haigh

## Principe

- notion de limite d'endurance

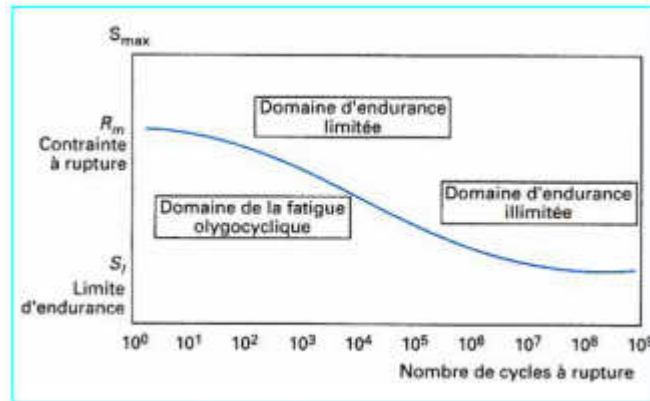
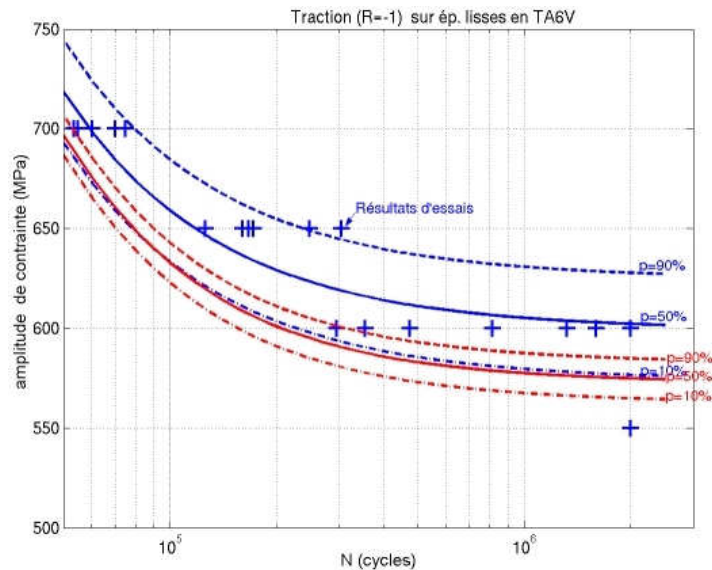


Figure 8 - Les trois domaines d'endurance



- effet de la contrainte moyenne sur l'amplitude de contrainte alternée maxi admissible

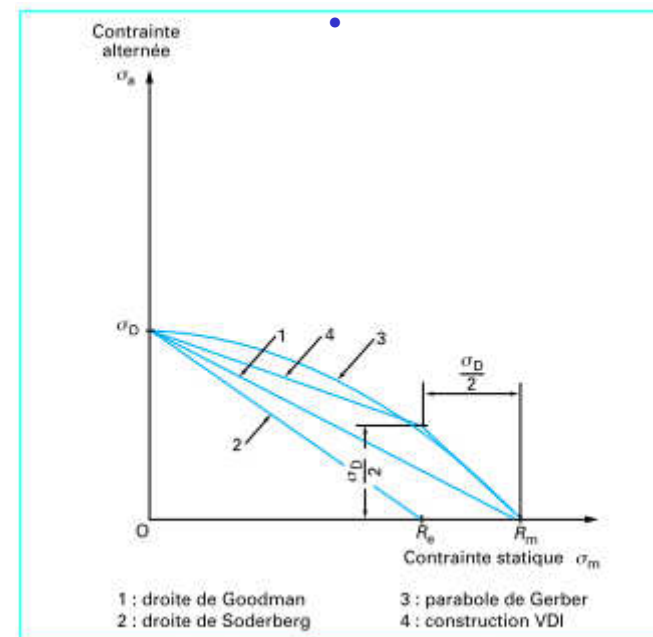


Figure 13 - Diagrammes de Haigh

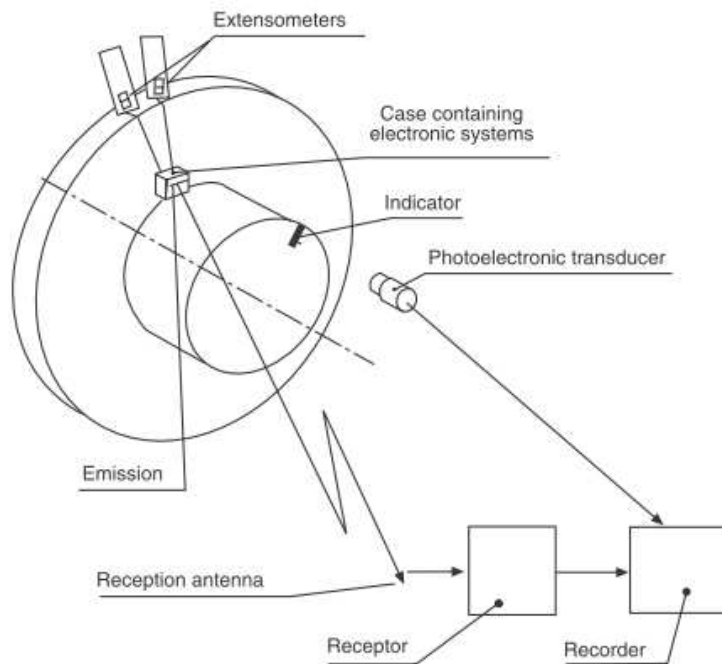
# Plan



- A. Pré-design aéro**
- B. Analyse du comportement sous chargement statique**
- C. Estimation du risque vibratoire**
- D. Tests sur prototypes**
  - I. Extensométrie**
  - II. Vibrométrie par laser Doppler**
  - III. Mesures par tip-timing**

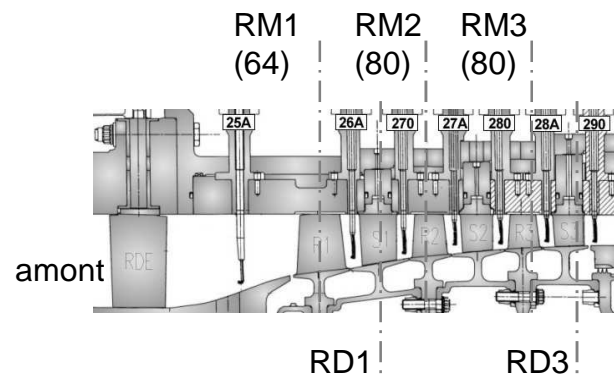
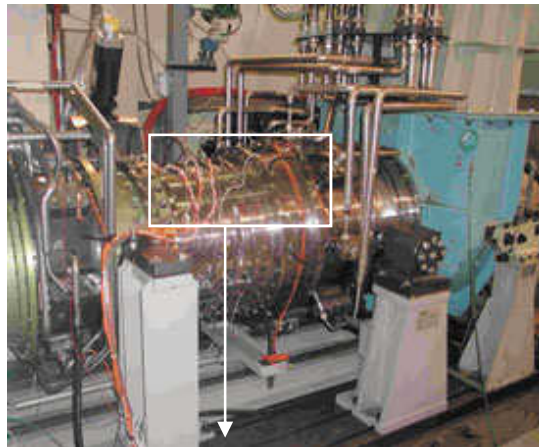
## D.III. Tests / Extensométrie

### Principe



## D.III. Tests / Extensométrie

### Caractérisation vibratoire sous chargement aéro des redresseurs du banc CREATE (1/3)



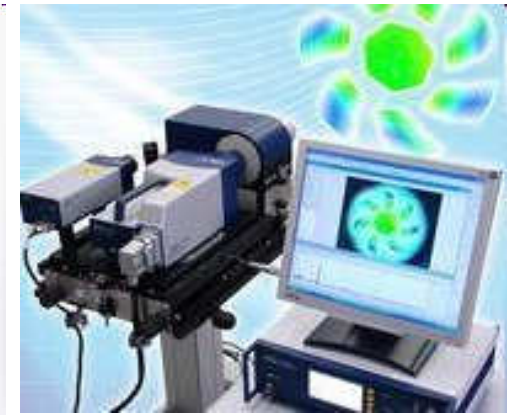
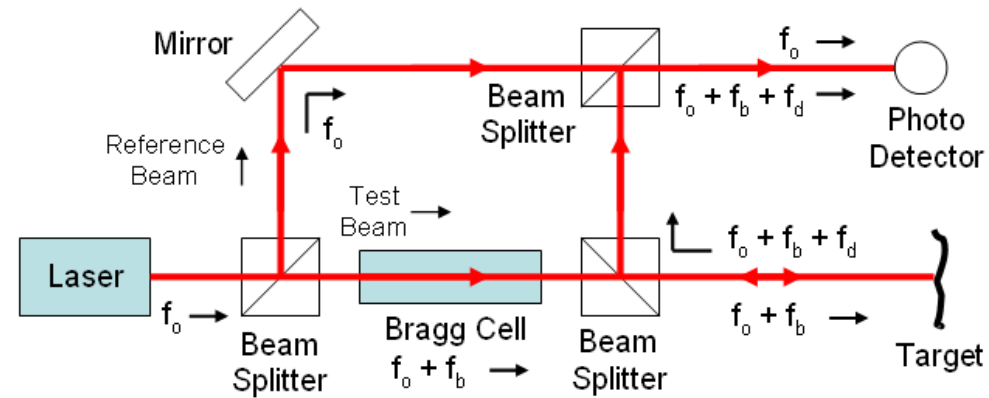






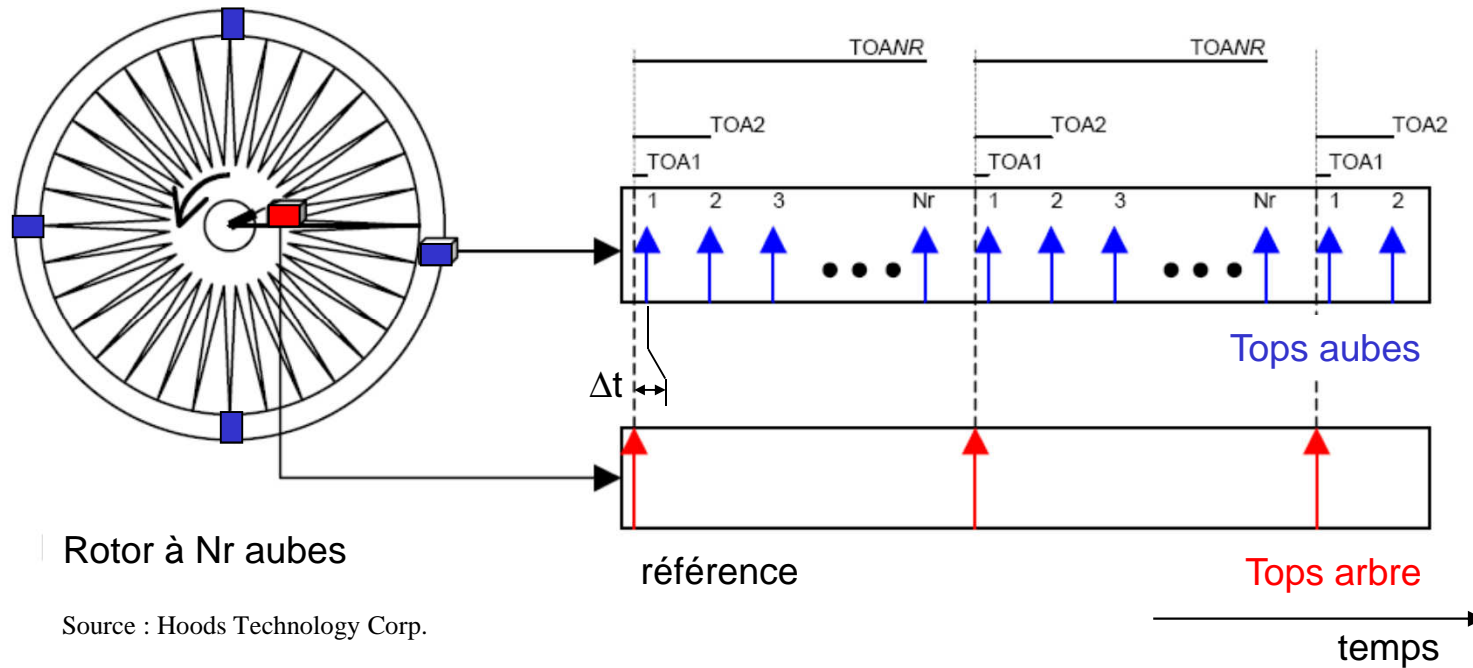
## D.III. Tests / LDV

### Principe



## D.III. Tests / Tip-timing

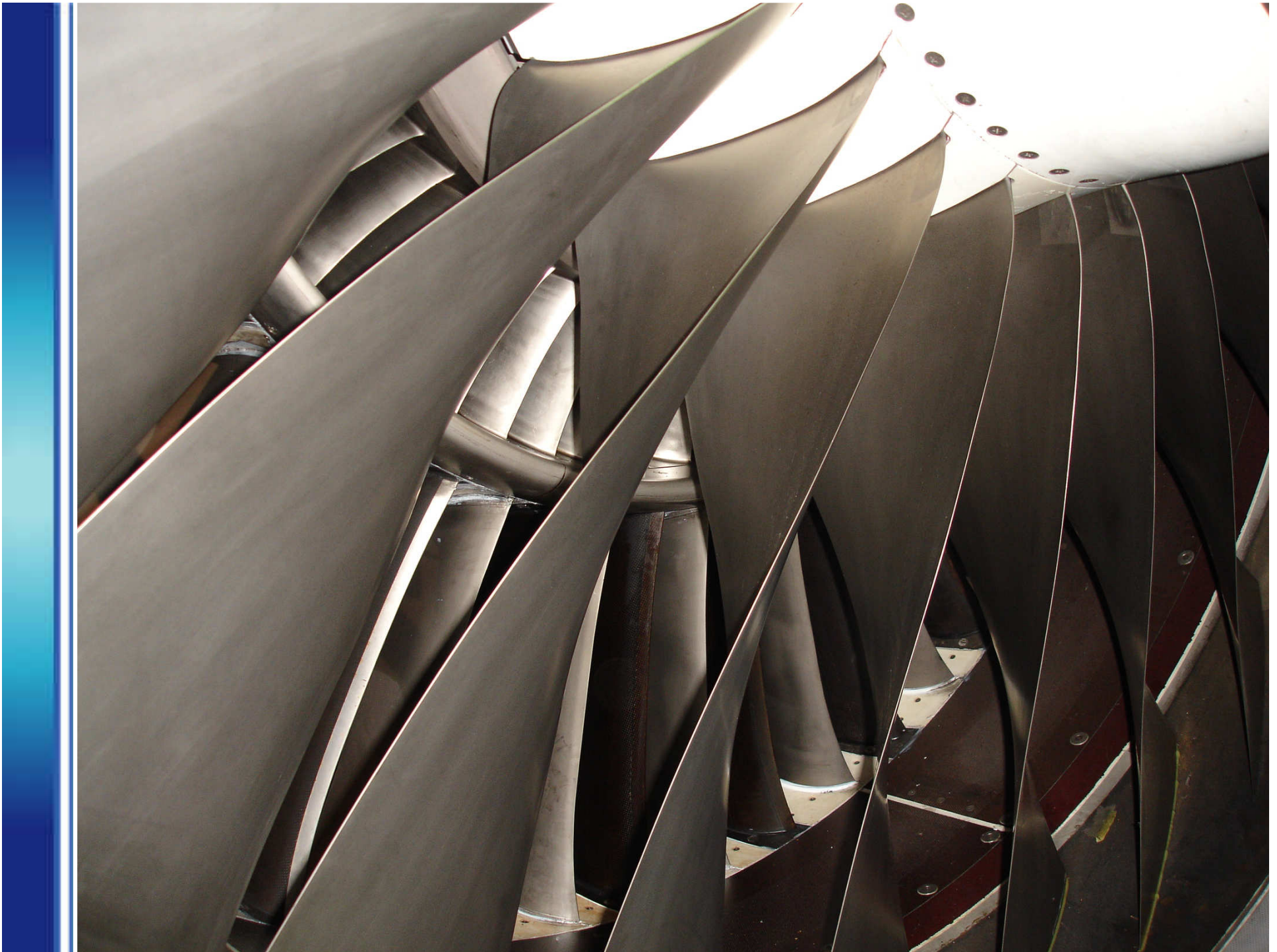
### Principe



Rotor à  $N_r$  aubes

Source : Hoods Technology Corp.

- Les sondes sont montées sur les parties fixes.
- On mesure les temps d'arrivée des aubes devant chaque sonde.
- Les vibrations provoquent des écarts entre temps mesurés et calculés à partir des tops arbre.
- On en déduit les fréquences et les amplitudes des modes d'aubes.





# Conclusions

- des mécanismes **multi-physiques** et **multi-échelles**
- des couplages de plus en plus marqués : technologies monobloc, allègement, charge / aube accrue

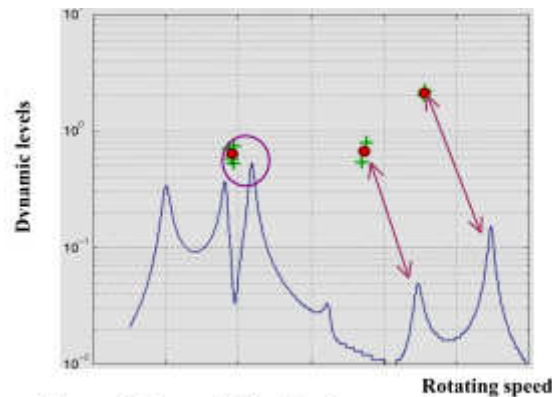
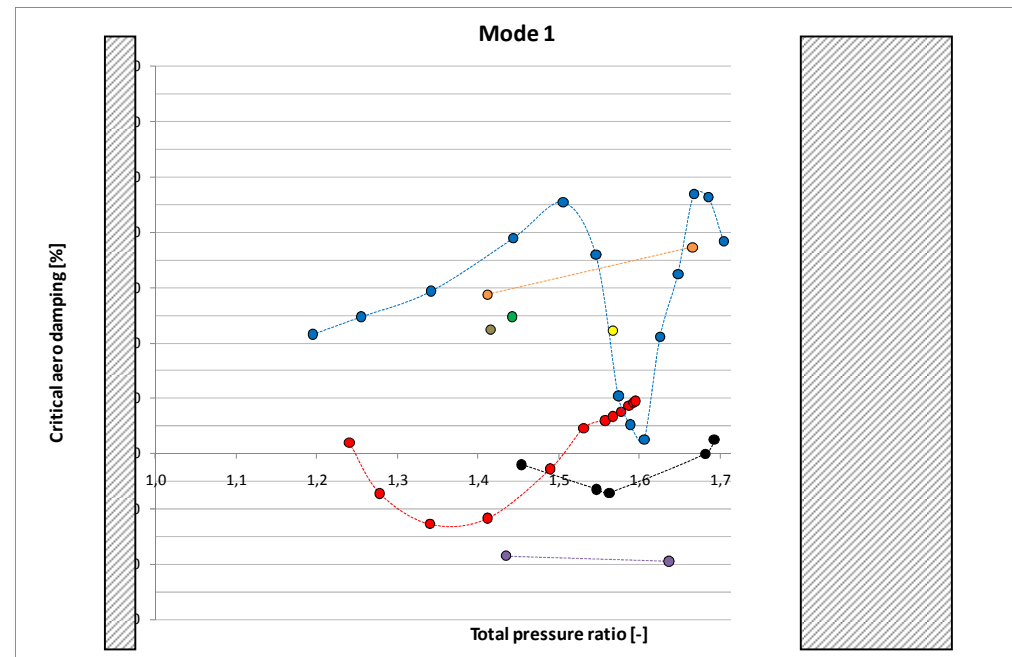


Figure 20: prediction/test comparison – gage 2

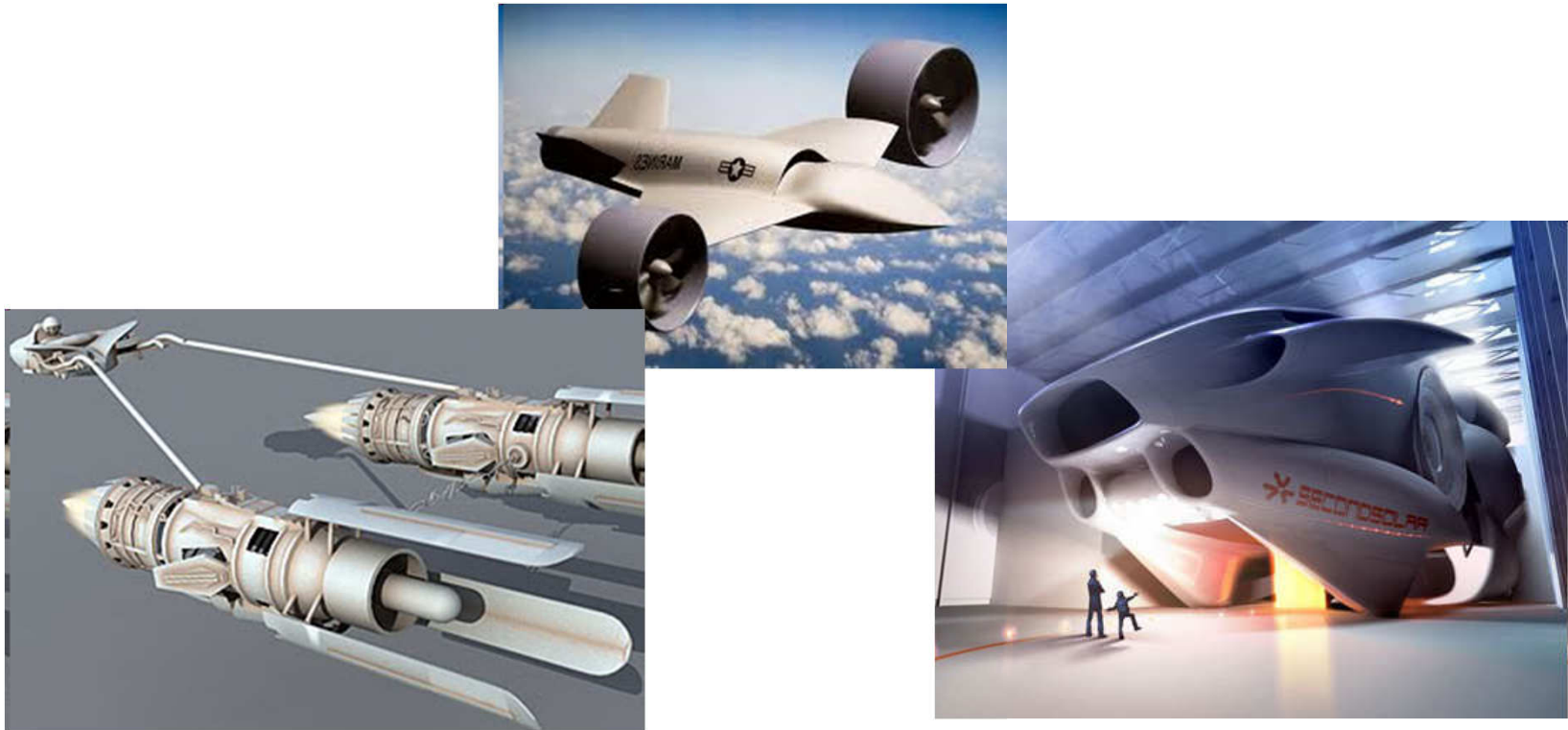
- un fort besoin de mieux comprendre les phénomènes pour de meilleures pratiques de conception



FUTURE project (<http://www.future-project.eu>), analyses performed by Volvo Aero (<http://www.volvoaero.com>), Siemens Industrial Turbomachinery AB (<http://www.sit-ab.se>), MTU Aero Engines GmbH (<http://www.mtu.de>), DLR - Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V. (<http://www.dlr.de/>), PCA Engineers Limited (<http://www.pcaeng.co.uk>), ONERA (<http://www.onera.fr/>), Turbomeca (<http://www.turbomeca.com/>), Techspace Aero (<http://www.techspace-aero.be/>), Snecma (<http://www.snecma.com/>)

## Perspectives

- couplage solide arbres BP-HP / roues aubagées : nature des modèles, NL [M. Gruin]
- couplage fluide-structure fort + désaccordage + amortissement [G. Bénéfice]
- systèmes dissipatifs actifs [B. Zhou]
- travaux théoriques et expérimentaux sur le pompage, le flottement ...
- et aussi : les excitations transitoires, les SFV ...



## Bibliographie succincte

---

- Encyclopedia of vibrations. Edited by: Braun, Simon G.; Ewins, David J.; Rao, Singiresu, Elsevier, 2002
- AGARD, 1988
- J. S. Rao. Turbomachine blade vibration. New Age International Publishers, 1991.
- VKI LS 2008-05. Structural design of aircraft engines: key objectives and techniques, 2008.
  
- M. Pluviose. Ingénierie des turbomachines. Ellipses 2003
- Techniques de l'Ingénieur, BM 4 175
- [www.future-project.eu/](http://www.future-project.eu/)



**Merci de votre attention**